



Universidad Tecnológica
de Pereira

REDISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO ELÉCTRICO UTILITARIO

SANTIAGO JIMÉNEZ OSPINA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2018



REDISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO ELÉCTRICO UTILITARIO

SANTIAGO JIMÉNEZ OSPINA
Código: 1088319518

MODALIDAD DEL TRABAJO DE GRADO: INVESTIGACIÓN FORMATIVA

DIRECTOR: JUAN FELIPE ARROYAVE
DOCENTE ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2018



Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado



AGRADECIMIENTOS

Principales agradecimientos a Dios por permitirnos estar donde estamos. Al director del proyecto el ingeniero Felipe Arroyave por su apoyo y disposición en cada momento. A mis familiares, amigos, docentes, colegas que aportaron siempre en la construcción de mi vida como profesional y persona.



CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN.....	11
2. DISEÑO PREVIO.....	12
3. OBJETIVOS.....	13
3.1 OBJETIVOS GENERAL.....	13
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13
4. METODOLOGÍA.....	14
5. SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	15
5.1 COMPONENTES PRINCIPALES.....	15
5.1.1 VOLANTE.....	15
5.1.2 COLUMNA DE LA DIRECCIÓN.....	15
5.1.3 MECANISMO DE LA DIRECCIÓN.....	15
5.1.4 BIELA DE MANDO.....	16
5.1.5 BRAZO DE ACOPLAMIENTO.....	16
5.1.6 MANGUETA.....	16
6. TIPOS DE SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	17
6.1 MECANISMO DE DIRECCIÓN DE TORNILLO SINFIN.....	17
6.1.1 TORNILLO SINFIN Y RODILLO.....	17
6.1.2 TORNILLO SINFIN Y DEDO.....	18
6.1.3 TORNILLO SINFIN Y TUERCA.....	18
6.1.4 TORNILLO SINFIN Y SECTOR DENTADO.....	19
6.1.5 TORNILLO SINFIN Y TUERCA CON BOLAS RECIRCULANTES.....	20
6.1.5.1 FUNCIONAMIENTO.....	22
6.1.5.2 SISTEMA ASISTIDO HIDRAULICAMENTE	23
6.2 SISTEMA DE DIRECCIÓN PIÑÓN CREMALLERA.....	24
6.2.1 FUNCIONAMIENTO.....	25
6.2.2 SISTEMA ASISTIDO HIDRAULICAMENTE.....	27
7. GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN.....	30
7.1 ÁNGULO DE CAIDA.....	30
7.2 ÁNGULO DE AVANCE.....	31
7.3 ÁNGULO DE SALIDA.....	32
7.4 RADIO DE RODADURA.....	33
7.5 CONVERGENCIA.....	34
8. CINEMÁTICA DE LA DIRECCIÓN.....	36
8.1 GEOMETRÍA DEL GIRO.....	36
8.2 PRINCIPIO DE ACKERMAN.....	40
8.3 MÉTODO DE CÁLCULO	41
9. CÁLCULO VEHICULO UTILITARIO.....	42



9.1	ÁNGULOS DE VIRAJE MÁXIMOS.....	42
9.2	ÁNGULOS DE VIRAJE Y RADIOS DE GIRO.....	43
9.3	ÁNGULO DE ACKERMAN.....	46
9.4	BIELAS Y BARRA DE ACOPLAMIENTO.....	46
10.	SIMULACIÓN MECANISMO WORKING MODEL.....	50
10.1	PROCEDIMIENTO.....	50
10.2	RESULTADOS.....	51
11.	MODELADO SOLIDWORKS.....	54
11.1	TUERCA DE LA DIRECCIÓN.....	55
11.2	TORNILLO SINFIN.....	57
11.3	SECTOR DENTADO.....	57
11.4	BRAZO PITMAN.....	59
11.5	BRAZO DE ACOPLAMIENTO.	59
11.6	MANGUETA.....	60
11.7	ENGRANAJES CÓNICOS.....	60
11.8	VOLANTE.....	62
11.9	BARRAS INTERMEDIAS.....	62
11.10	JUNTAS CARDÁNICAS.....	63
11.11	BARRA DE ACOPLAMIENTO.....	63
11.12	TREN DELANTERO.....	64
11.13	ROTULAS.....	64
11.14	ENSAMBLE GENERAL.....	66
12.	CONCLUSIONES.....	67
13.	BIBLIOGRAFÍA.....	68
	ANEXOS.....	69



LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de dirección actual del vehículo eléctrico utilitario.

Figura 2. Posición de la mangueta en el sistema de dirección de un vehículo.

Figura 1. Tornillo sinfín y rodillo. [8]

Figura 2. Tornillo sinfín y dedo. [8]

Figura 3. Tornillo sinfín y tuerca. [8]

Figura 4. Tornillo sinfín y sector dentado. [8]

Figura 5. Mecanismo de bolas recirculantes Disponible en
[<https://repairpal.com/estimator/steering-gearbox-replacement-cost>]

Figura 6. (1) Brazo de Pitman (2) Mecanismo de la dirección (3) Sistema de acoplamiento

Figura 7. Esquema de funcionamiento del mecanismo de bolas recirculantes asistida hidráulicamente. Disponible en
[http://www.therangerstation.com/tech_library/hydro_assist_steering.shtml]

Figura 8. Componentes del mecanismo de dirección por bolas recirculantes asistido hidráulicamente. Disponible en
[http://www.therangerstation.com/tech_library/hydro_assist_steering.shtml]

Figura 9. Mecanismo de dirección piñón cremallera. Disponible en
[https://www.uniquecarsandparts.com.au/auto_terms_rack-and-pinion_steering]

Figura 10. Componentes sistema piñón cremallera Disponible en
[https://www.autozone.com/repairguides/Toyota-Corolla-1970-1987-Repair-Guide/STEERING/Manual-Rack-And-Pinion-Steering-Gear/_/P-0900c1528005009]

Figura 11. Relación de transmisión variable. (1) Piñón (2) Cremallera (3) Relación variable (4) Relación estándar.

Figura 12. Sistema de dirección piñón cremallera asistido hidráulicamente.

Figura 13. Componentes bomba de paletas deslizantes.

Figura 14. Rotor de una bomba de paletas deslizantes.

Figura 15. Posiciones de la válvula rotativa. [12]

Figura 16. Tipo de ángulo de caída. [15]

Figura 17. Brazo de palanca. [15]

Figura 18. Tipos de ángulos de avance. [11]



Figura 19. Disposición de las fuerzas en el giro. [15]

Figura 20. Ángulo de salida o ángulo de inclinación del pivote. [15]

Figura 21. Clasificación de los tipos de radios de rodadura.

Figura 22. Parámetro de clasificación convergencia

Figura 23. Geometría de giro de un vehículo. Distancia L es distancia entre ejes y la longitud l el ancho de trocha del vehículo. [4]

Figura 24. Eje delantero rígido típico de los camiones. [16]

Figura 25. Proyección del eje de las ruedas delanteras sobre la proyección del eje trasero. [16]

Figura 26. Curva de error en la consecución de los ángulos de viraje. [16]

Figura 27. Configuración del trapecio de Ackerman.

Figura 28. Comportamiento del trapecio de Ackerman en el giro del vehículo.

Figura 29. Variables a tener en cuenta en el cálculo de las bielas y la barra de acoplamiento. [16]

Figura 30. Ángulo del trapecio de Ackerman.

Figura 31. Manguetas con longitud de la biela modificada según primeros resultados.

Figura 32. Modificación en el ángulo del trapecio de Ackerman reduciendo la longitud vertical en la figura 32

Figura 33. Mangueta con longitud y ángulo correspondiente a la tabla 5

Figura 34. Simulación mecanismo Working Model

Figura 35. Tornillo sinfín y tuerca de un sistema de dirección comercial.

Figura 38. Modelo virtual del vehículo utilitario.

Figura 39. Tuerca de la dirección del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 36. Tornillo sinfín del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 37. Sector dentado del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 38. Formulas y parámetros de un engranaje [18]

Figura 39. Brazo Pitman del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.



Figura 40. Brazo de acoplamiento del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 41. Manguetas del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 42. Engranaje cónico del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 43. Ángulos y parámetros de un engranaje cónico [18]

Figura 44. Volante del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 49. Barras intermedias del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 45. Juntas cardánicas estándar seleccionadas para sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 46. Barra de acoplamiento, perteneciente al trapecio de Ackerman del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 47. Tren delantero del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 48. Rotulas del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Figura 49. Ensamble general del sistema de dirección del vehículo eléctrico utilitario



LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros dimensionales del vehículo.

Tabla 2. Ángulos de viraje de la rueda interior y exterior y el radio de giro del automóvil dependiendo de estos ángulos.

Tabla 3. Valores de las variables para el vehículo eléctrico utilitario.

Tabla 4. Resultados en la geometría de Ackerman para longitud de 1.5m.

Tabla 5. Resultados en la geometría de Ackerman para longitud de 1.3m

Tabla 6. Resultados simulación mecanismo en Working Model para $\gamma=18.81^\circ$

Tabla 7. Resultados simulación mecanismo en Working Model para $\gamma=21.46^\circ$

Tabla 8. Parámetros cremallera de la rosca presente en la tuerca de la dirección.

Tabla 9. Datos iniciales de cálculo para el sector dentado.

Tabla 10. Parámetros del perfil del diente del sector dentado

Tabla 11. Parámetros del engranaje cónico.

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Curva de error ángulos de viraje δ , δ_i teórico y δ_i real para $\gamma=18.81^\circ$

Gráfico 2. Curva de error ángulos de viraje δ , δ_i teórico y δ_i real para $\gamma=21.46^\circ$



1. Introducción

El sistema de dirección de un vehículo está compuesto por un conjunto de elementos que permiten que un vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor con precisión y seguridad. Lo conforman los elementos de mando, las ruedas y la suspensión entre otros.

Dentro de las principales características que tiene que reunir un sistema de dirección se encuentran la suavidad, entendida como la reducción en el esfuerzo realizado por el conductor para girar el volante del vehículo y la precisión entendida como una respuesta con exactitud y cumplimiento de la geometría de la dirección. El sistema de dirección de los diferentes vehículos varía ampliamente su configuración y diseño, pero funcionalmente son similares.

En este trabajo se describen los tipos de sistemas de dirección y sus principales componentes, centrándose principalmente en las direcciones mecánicas y asistidas hidráulicamente, y se hace énfasis en los dos tipos de dirección propuestos para la aplicación de un del vehículo eléctrico. Se describen el sistema por mecanismo de bolas recirculantes y el mecanismo piñón cremallera y se estudian los parámetros teóricos que tiene que cumplir la dirección bajo la condición de Ackerman. Además de esto se hace la simulación y modelado del nuevo sistema propuesto para el vehículo eléctrico utilitario.



2. Diseño previo

Dentro del marco del proyecto “*Diseño y construcción virtual de un vehículo eléctrico utilitario*”, presentado por el programa de Tecnología Mecánica, que consiste en modelar y analizar virtualmente una alternativa de aplicación utilitaria de transporte de carga. Para el sistema de dirección, estudiantes del programa de Tecnología Mecánica implementaron al modelado virtual de un sistema de dirección comercial piñón cremallera perteneciente a un Chevrolet sprint como se muestra en la figura 1.

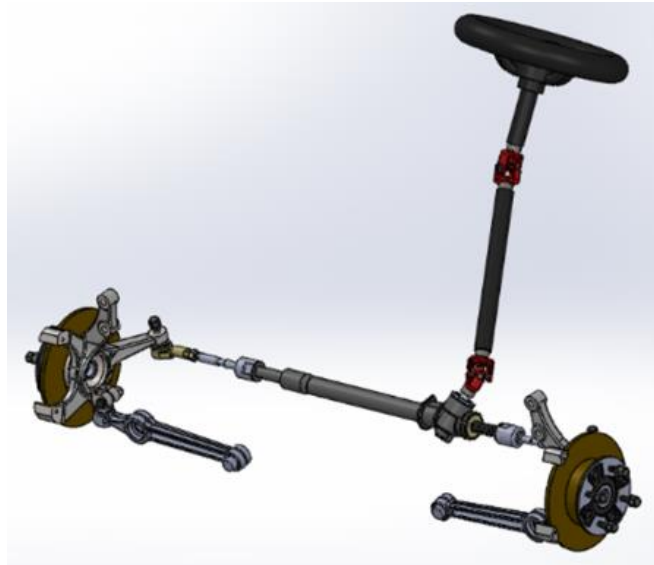


Figura 1. Sistema de dirección actual del vehículo eléctrico utilitario.

Luego de la adaptación al vehículo eléctrico, el estudio de la cinemática de la dirección encontró que, de acuerdo a las nuevas dimensiones del vehículo, el sistema de dirección no presenta las características adecuadas para el funcionamiento del sistema. Se propone la modificación y rediseño de los elementos del sistema para que cumpla con la cinemática adecuada adaptada a las nuevas dimensiones propuestas y empleando otro tipo de mecanismo de dirección.



3. Objetivos

3.1 Objetivo general

Proponer un sistema de dirección comercial diferente al ya existente en el proyecto y adaptarlo a las nuevas dimensiones del vehículo eléctrico utilitario que cumpla con la cinemática de la dirección y condición Ackerman.

3.2 Objetivos específicos

- Establecer los parámetros del sistema de dirección.
- Proponer el rediseño de los componentes haciendo una evaluación de alternativas para cumplir los parámetros.
- Realizar el modelo CAD de los componentes nuevos mostrando planos detallados de su geometría y propiedades físico-mecánicas.
- Adaptar el sistema al modelo virtual general del proyecto.
- Evaluación de cumplimiento de los parámetros teóricos.



4. Metodología

Para el desarrollo de este proyecto será necesario el cumplimiento de los objetivos mediante la realización de los siguientes procedimientos:

- Investigación en fuentes de información bibliográfica acerca de los tipos de mecanismos de dirección existentes y los principales parámetros que influyen en el sistema de dirección para un vehículo.
- Seleccionar los parámetros teóricos con los cuales serán evaluados los diseños del sistema de dirección.
- El objetivo es rediseñar y proponer los componentes del sistema de dirección que sea necesarios, para que el diseño se ajuste a la geometría del vehículo eléctrico y cumpla con los parámetros teóricos.
- Se realizará el modelado con ayuda de un software CAD de los nuevos componentes o los que hayan sido rediseñados.
- Después del modelado de piezas se procederá con el ensamble del sistema de dirección y éste se integrará al ensamble general del vehículo eléctrico.



5. Sistema de dirección

Un sistema de dirección es un conjunto de mecanismos que transmiten el movimiento desde la volante hasta las ruedas y tiene como misión principal orientar las ruedas de un vehículo para que éste tome la trayectoria deseada por el conductor.

5.1 Componentes principales de un sistema de dirección

Un sistema de dirección tradicional cuenta principalmente con los siguientes elementos:

5.1.1 Volante

El volante es el elemento que transmite la entrada de movimiento al sistema de dirección. Dicha entrada es generada por el conductor del vehículo y le permite orientar las ruedas para seguir una trayectoria deseada. Generalmente tienen forma circular e incluyen radios para facilitar el manejo y brindar comodidad.

5.1.2 Columna de dirección

Es un conjunto de ejes que están unido mediante juntas cardánicas y elásticas que transmite el movimiento del volante a la caja de dirección. Todos los vehículos están equipados con una columna de dirección retráctil ya que garantiza la seguridad del conductor en algún accidente.

5.1.3 Mecanismo de dirección

Es también llamado caja de la dirección y es un elemento mecánico que se conecta a la columna de dirección y transforma el movimiento giratorio en un desplazamiento rectilíneo transversal al vehículo. A su vez una de sus funciones consiste en reducir la magnitud de la fuerza a aplicar por el conductor para mover las ruedas mediante la desmultiplicación, los factores más utilizados son 14:1 y 22:1. Tanto el material como la forma y dimensiones de este órgano varían mucho en función del mecanismo empleado (tornillo globoide y rodillo, bolas circulantes, cremallera).



1.1.4 Biela de mando

La biela de mando o palanca de ataque, está unida a la salida de la caja de dirección.

1.1.5 Brazo de acoplamiento

Es un elemento o conjunto de elementos mecánicos que constituyen el sistema direccional para orientar las ruedas, recibe el movimiento de la biela de mando y lo transmite a las manguetas o a las barras de acoplamiento (depende de la configuración propia de cada sistema de dirección). Tienen por misión el desplazamiento lateral de las ruedas directrices del vehículo.

1.1.6 Mangueta

La mangueta es un elemento fabricado en acero o aleaciones cuya geometría está diseñada para participar en tres sistemas importantes del vehículo: el sistema de suspensión, el sistema de frenado y el sistema de dirección. Es uno de los elementos más importantes en la configuración del vehículo.

La mangueta se encuentra unida a las ruedas directrices del vehículo. Recibe el movimiento transmitido por el brazo de acoplamiento y gira sobre el eje de dirección girando así las ruedas. Ver figura 2.

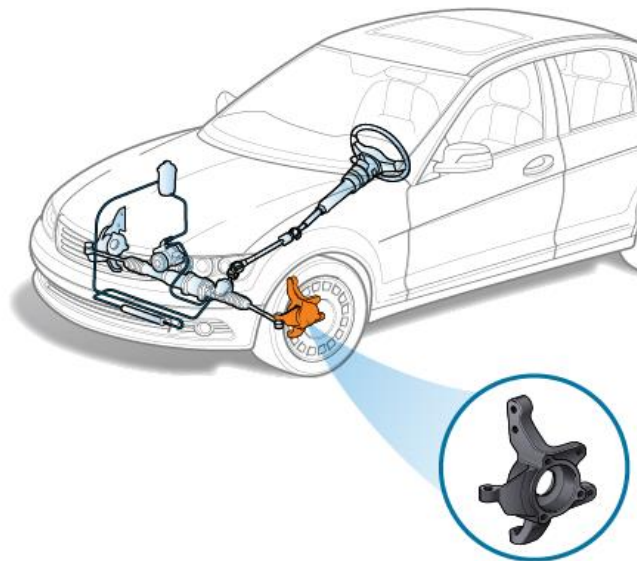


Figura 2. Posición de la mangueta en el sistema de dirección de un vehículo. Disponible en [https://repairpal.com/estimator/steering-gearbox-replacement-cost]



6. Tipos de sistemas de dirección

Los tipos de sistemas de dirección se identifican principalmente por el mecanismo o caja de la dirección. Los principales mecanismos son:

6.1 Mecanismo de dirección de tornillo sinfín.

Es un mecanismo basado en un tornillo sinfín. Puede ser cilíndrico o globoide. Está unido al árbol del volante para transmitir su movimiento de rotación a un dispositivo de traslación que engrana con el mismo, generalmente un sector, una tuerca, un rodillo o un dedo, encargados de transmitir el movimiento a la palanca de ataque y esta a su vez a las barras de acoplamiento. [3]

Su clasificación depende principalmente de los dispositivos de traslación que reciben el movimiento del tornillo. Los dispositivos más conocidos son los siguientes:

6.1.1 Tornillo sinfín y rodillo.

Está formado por un sinfín globoide. Un rodillo está apoyado en el tornillo sinfín, que al girar desplaza lateralmente el rodillo produciendo un movimiento angular en el eje de la palanca de ataque. Como se muestra en la figura 3

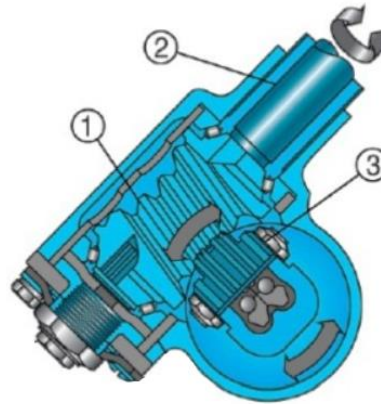


Figura 3. Tornillo sinfín y rodillo. Componentes: (1) Tornillo sinfín globoide (2) Eje de la columna de la dirección (3) Rodillo de la dirección. [8]

Los fallos más frecuentes de este tipo de dirección son:

- Holguras en la dirección (separación entre el tornillo sinfín y el rodillo)
- Rotura de guardapolvos o fuelles de los brazos de la dirección.
- Holgura en las rótulas de la dirección.
- Desgaste en los rodamientos.



6.1.2 Tornillo sinfín y dedo.

Está formado por un sinfín cilíndrico y un dedo. Al girar el tornillo sinfín, el dedo se desplaza sobre las ranuras del sinfín transmitiendo el movimiento oscilante a la palanca de ataque. Ver figura 4

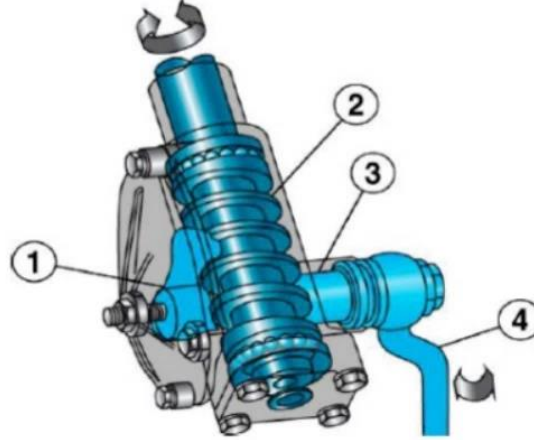


Figura 4. Tornillo sinfín y dedo. Componentes: (1) Dedo de rodadura (2) Tornillo sinfín cilíndrico (3) Eje de la biela de mando (4) biela de mando de la dirección. [8]

Los fallos más frecuentes de este tipo de dirección son:

- Desgaste de los rodamientos
- Rotura de guardapolvos o fuelles de los brazos de la dirección.
- Holguras en rotulas de dirección.
- Falta de engranaje en eje sinfín y el dedo y desgaste excesivo

6.1.3 Tornillo sinfín y tuerca

Está formado por un sinfín cilíndrico y una tuerca. Al girar el sinfín produce un desplazamiento longitudinal de la tuerca. Este movimiento es transmitido a la palanca de ataque unida a la tuerca. Ver figura 5

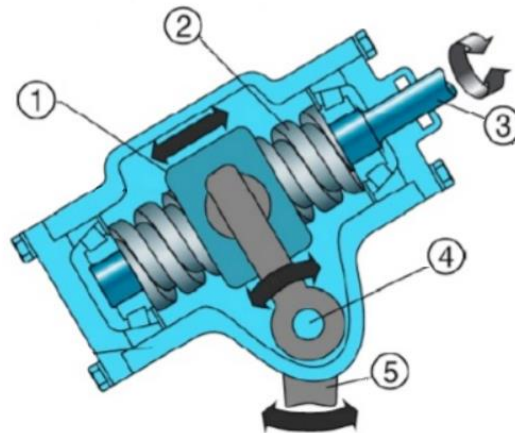


Figura 5. Tornillo sinfín y tuerca. Componentes: (1) Tuerca de dirección (2) Tornillo sinfín cilíndrico (3) Eje de la columna de dirección (4) Eje de la biela de mando (5) Biela de mando. [8]

Los fallos más frecuentes de este tipo de dirección son:

- Desgaste en el tornillo sinfín y la tuerca
- Holguras entre la tuerca y el tornillo
- Rotura de guardapolvos o fuelles de los brazos de la dirección
- Desgaste o rotura en los rodamientos.

6.1.4 Tornillo sinfín y sector dentado

Está formado por un sinfín cilíndrico, apoyado en sus extremos sobre dos cojinetes de rodillos cónicos. El movimiento se transmite a la palanca de mando a través de un sector dentado, cuyos dientes engranan con el tornillo sinfín de forma constante. Ver figura 6.

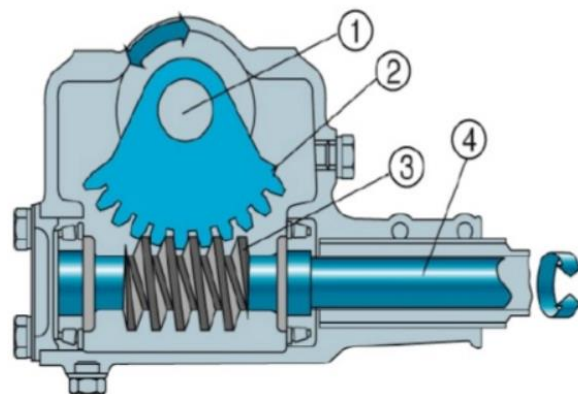


Figura 6. Tornillo sinfín y sector dentado. Componentes: (1) Eje de la biela de mando (2) Sector dentado (3) Tornillo sinfín cilíndrico (4) Eje de la columna de la dirección. [8]



Los fallos más frecuentes de este tipo de dirección son:

- Desgaste en el tornillo sinfín.
- Desgaste o rotura de los dientes del sector dentado.
- Holguras entre el tornillo sinfín y el sector dentado
- Rotura de guardapolvos o fuelles de los brazos de la dirección
- Desgaste o rotura en los rodamientos.

6.1.5 Tornillo sinfín y tuerca con bolas recirculantes.

El mecanismo por bolas circulantes surge como una solución debido al rozamiento relativamente elevado existente en los mecanismos de dirección por tornillo sinfín. Sus principales componentes son los siguientes (ver figura 7):

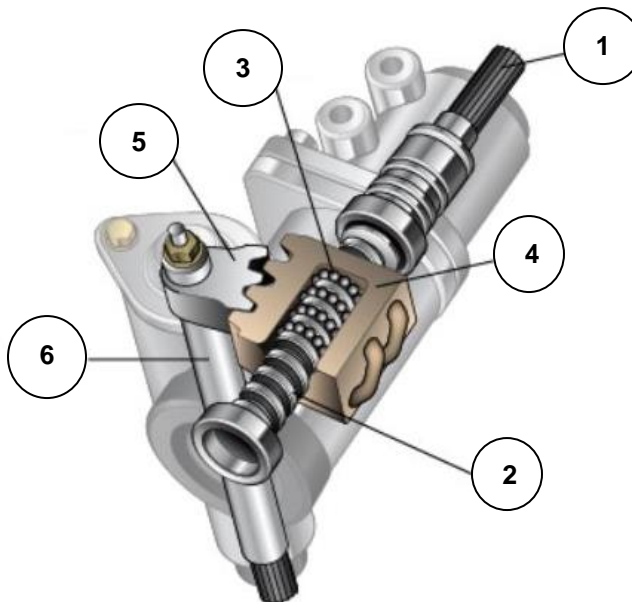


Figura 7. Mecanismo de bolas recirculantes. (1) Eje de la dirección (2) Tornillo sinfín cilíndrico (3) Bolas de recirculación. (4) Tuerca de dirección. (5) Sector dentado (6) Eje del brazo Pitman. Disponible en [<https://repairpal.com/estimator/steering-gearbox-replacement-cost>]

- **Eje de la dirección**

Es el segmento final de la columna de dirección y es la entrada de movimiento rotativo para todo el mecanismo.

- **Tornillo sinfín**

El tornillo de la dirección consiste en un eje con una rosca helicoidal cuyos filetes junto a los interiores de la tuerca de dirección forman los canales de rodadura para las bolas de recirculación.



- **Bolas de recirculación**

El espacio entre las roscas de ambas partes, tornillo y tuerca, está relleno de bolas o balines que recirculan a través de un conducto exterior cuando hay movimiento. El único contacto entre el tornillo y la tuerca se da a través de estos.

- **Tuerca de dirección**

Es una pieza que en su interior lleva un canal helicoidal y en su exterior lleva fresado los dientes que transmiten el movimiento al sector dentado también cuenta con dos conductos por donde circulan los balines del sistema (ver figura 7). Gracias a su configuración convierte el movimiento giratorio del tornillo sinfín en un movimiento lineal.

- **Sector dentado**

Consiste en una sección de engranaje que tiene como objetivo transmitir el movimiento desde la tuerca hasta el brazo de Pitman. Los dientes del sector dentado encajan con los dientes exteriores de la tuerca de dirección creando una relación mecánica piñón- cremallera. Debido a ésta transforma el movimiento lineal de la tuerca en un movimiento giratorio.

- **Brazo de Pitman**

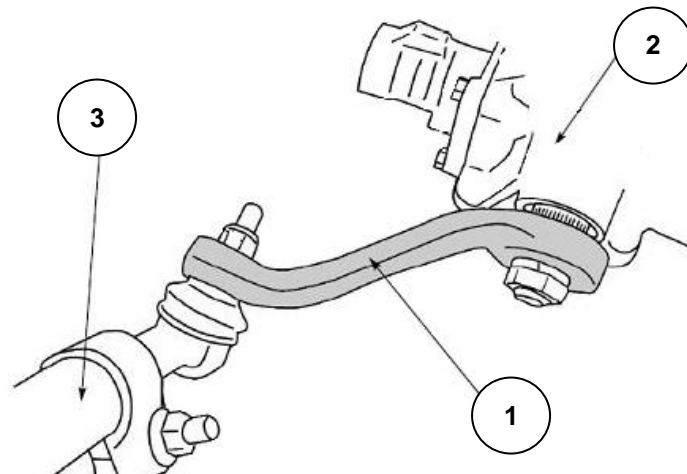


Figura 8. (1) Brazo de Pitman (2) Mecanismo de la dirección (3) Sistema de acoplamiento



El brazo Pitman, también llamado brazo de dirección, es un eslabón que une el mecanismo de dirección al sistema de acoplamiento. Transmite al sistema de acoplamiento el movimiento angular que ha sido transformado en el mecanismo de dirección. Ver figura 8.

6.1.5.1 Funcionamiento

El funcionamiento de este mecanismo de dirección es sencillo, Inmersos dentro de una caja con aceite grueso (valvulina) hay un gran tornillo roscado, que recibe el extremo de la barra de dirección cuando éste gira, hace que los balines se empujen uno al otro hacia arriba o hacia abajo, los cuales hacen que la tuerca deslizante se deslice de manera rectilínea. Cuando la tuerca se desliza, hace contacto con el sector dentado y esta gira a la derecha o a la izquierda dependiendo de la entrada del movimiento por el conductor en el volante. El movimiento del sector dentado hace girar el brazo Pitman, éste mueve el sistema de acoplamiento que finalmente dará a la mangueta el giro necesario para cambiar el rumbo del vehículo.

Los fallos más frecuentes de este tipo de dirección son:

- Desgaste de las bolas de recirculación con demasiadas holguras en dirección.
- Rotura de guardapolvos o fuelles de los brazos de la dirección.
- Holguras excesivas entre piezas
- Desgaste de la tuerca

Este tipo de dirección se utiliza en vehículos de trabajo pesado y buses y camiones.

La ventaja del mecanismo de dirección por bolas circulantes consiste en que funciona prácticamente exento de desgaste. El juego longitudinal del tornillo de dirección y del eje de la biela de mano puede reajustarse. En vez de usar los perfiles de la rosca para accionarse usa los balines esto reduce la fricción requerida para hacer mover la tuerca incrementando la eficiencia del sistema.



6.1.5.2 Sistema asistido hidráulicamente.

Para reducir mucho más el esfuerzo de giro se han desarrollado sistemas asistidos hidráulicamente (ver figura 9). La tuerca de la dirección actúa como pistón hidráulico, cuando el tonillo sinfín rota en una dirección fluido hidráulico a alta presión llena uno de las recamaras empujando el pistón hacia abajo o hacia arriba dependiendo del sentido de giro del eje.

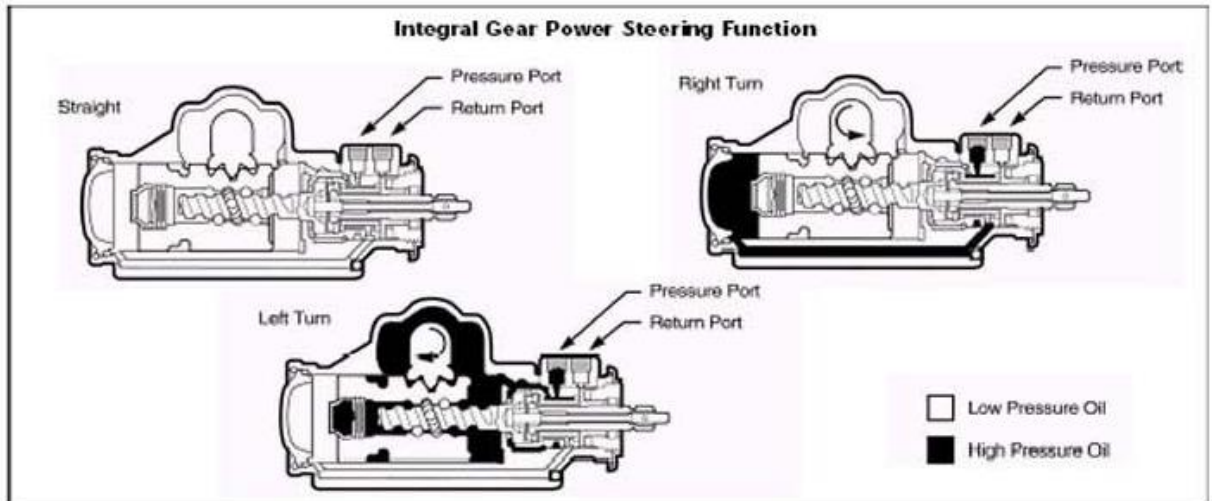


Figura 9. Esquema de funcionamiento del mecanismo de bolas recirculantes asistida hidráulicamente. Disponible en [\[http://www.therangerstation.com/tech_library/hydro_assist_steering.shtml\]](http://www.therangerstation.com/tech_library/hydro_assist_steering.shtml)

Todo esto es posible gracias a la válvula de retroalimentación positiva, esta válvula mide la cantidad de torque aplicado al eje de la dirección. Es de retroalimentación positiva porque a medida que la cantidad de toque aplicado al eje aumenta, permite que aumente la cantidad de fluido hidráulico a presión, esta presión es obtenida gracias a la acción de una bomba hidráulica por lo general de paletas deslizantes.

Por eso entre más duro sea girar las ruedas la válvula de retroalimentación positiva permitirá mayor flujo de fluido para reducir el esfuerzo.

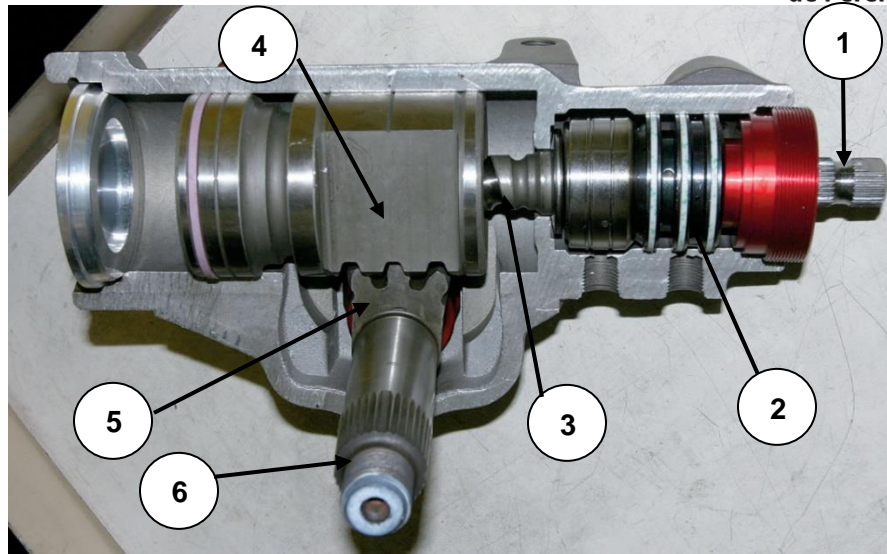


Figura 10. Componentes del mecanismo de dirección por bolas recirculantes asistido hidráulicamente: (1) Eje de la dirección (2) Válvula rotativa retroalimentación positiva (3) Tornillo sinfín (4) Pistón o tuerca de la dirección (5) Sector dentado (6) Eje del brazo Pitman. Disponible en [http://www.therangerstation.com/tech_library/hydro_assist_steering.shtml]

6.2. Sistema de dirección piñón cremallera

El mecanismo piñón-cremallera tiene por finalidad la transformación de un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo. Esta dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. Como se muestra en la figura 11.

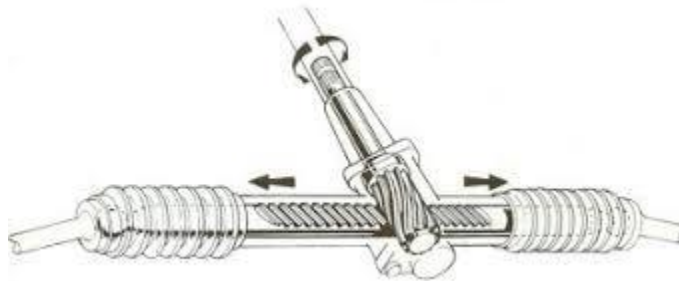


Figura 11. Mecanismo de dirección piñón cremallera. Disponible en [https://www.uniquecarsandparts.com.au/auto_terms_rack-and-pinion_steering]

El mecanismo está constituido principalmente por una barra tallada en cremallera que se desplaza lateralmente en el interior del cárter. Esta barra es accionada por un piñón helicoidal montado en el árbol del volante y que gira engranado a la cremallera. Ver figura 12

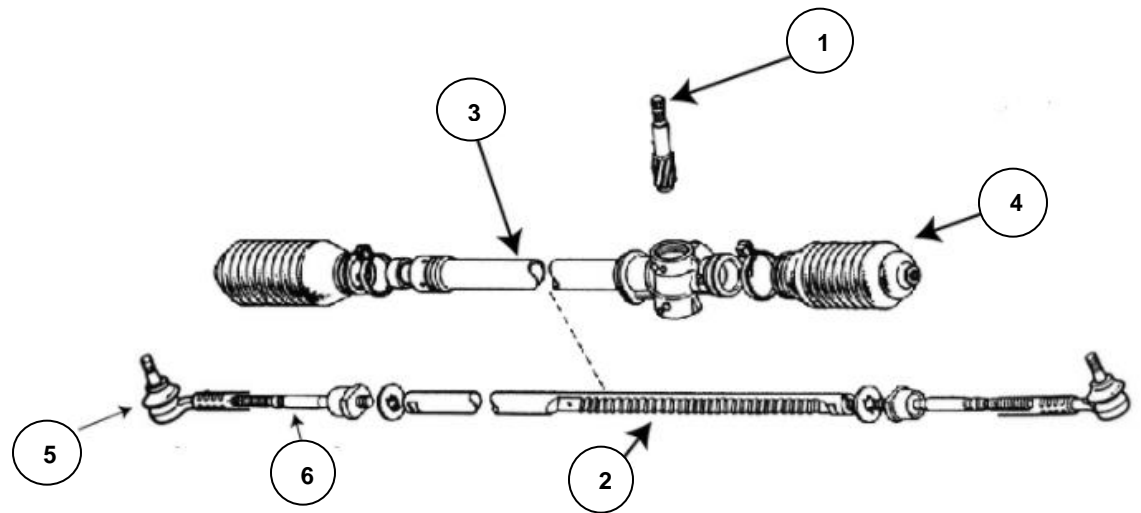


Figura 12. Componentes sistema piñón cremallera: (1) Piñón helicoidal (2) Cremallera (3) Cubierta del mecanismo (4) Guardapolvos (5) Rotula del extremo de la barra de acoplamiento (6) Varilla interior con rótula. Disponible en [https://www.autozone.com/repairguides/Toyota-Corolla-1970-1987-Repair-Guide/STEERING/Manual-Rack-And-Pinion-Steering-Gear/_/P-0900c1528005009]

6.2.1 Funcionamiento

El sistema piñón cremallera tiene un piñón conectado a la columna de dirección, el piñón hace contacto con la cremallera para así transformar el movimiento giratorio en un movimiento lineal transversal al vehículo. La cremallera se encuentra conectada a la mangueta gracias a la rotulas y las varillas interiores.

Los dientes del piñón y la cremallera son helicoidales esto permite que la operación de manejo sea más suave y silenciosa.

Con la reducción de la relación de transmisión el sistema gana una ventaja mecánica. El valor de esta relación de transmisión depende del tamaño del piñón, un piñón pequeño permite suavidad en la operación, pero requiere muchas vueltas de la volante para completar el recorrido, por el contrario, con un piñón más grande se logra un menor número de giros del volante, pero el sistema es más difícil de mover.



Las relaciones de transmisión varían dependiendo del tipo de vehículo, pero en cada caso la relación es la misma para todas las posiciones de la rueda. Es una relación fija.

Una desventaja de los sistemas relación fija es que cerca de las posiciones de bloqueo se necesita mayor esfuerzo del conductor, debido a que el ángulo de la mangueta reduce la longitud efectiva y eso reduce la palanca sobre las ruedas.

Para evitar esto, muchos sistemas de piñón cremallera usan relaciones de transmisión variables. La relación de transmisión variable se consigue cambiando la forma de los dientes de la cremallera (ver figura 13).

Entonces cuando la dirección se mueve fuera de la posición recta de las ruedas, la relación de transmisión y por ende la ganancia mecánica aumentan progresivamente.

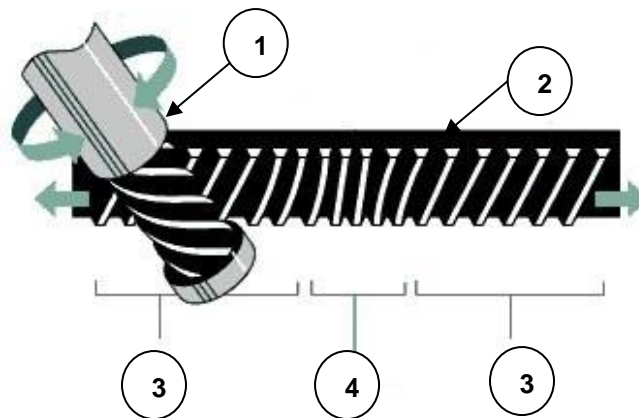


Figura 13. Relación de transmisión variable. (1) Piñón (2) Cremallera (3) Relación variable (4) Relación estándar.

Cuando el piñón gira en la cremallera, el punto de contacto entre el piñón y los dientes de la cremallera cambia, éste cambio hace que se modifique el diámetro efectivo del piñón, entonces para el mismo ángulo de giro del volante la cremallera se mueve una distancia menor cerca a los extremos que en el centro de la cremallera. El esfuerzo necesario para girar la rueda es aproximadamente el mismo durante todo el rango de movimiento.



6.2.2 Sistema asistido hidráulicamente

Para hacer que éste sistema sea más suave para el conductor se han desarrollado mecanismos hidráulicos como el ilustrado en la figura 14.

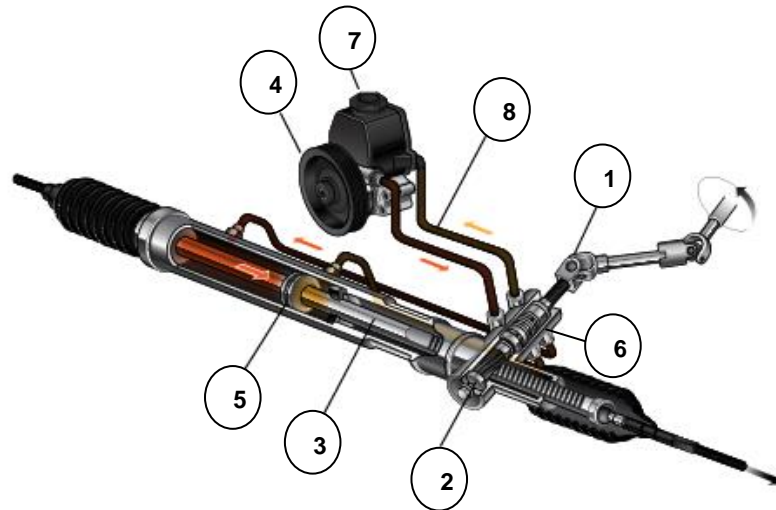


Figura 14. Sistema de dirección piñón cremallera asistido hidráulicamente. (1) Eje de la dirección (2) Piñón (3) Cremallera (4) Bomba de paletas deslizantes (5) Pistón hidráulico (6) Válvula rotativa (7) Reservorio de fluido hidráulico (8) Mangueras de dirección asistida.

Para lograr un sistema asistido hidráulicamente se adicionan básicamente tres componentes:

- **Bomba de paletas deslizantes:**

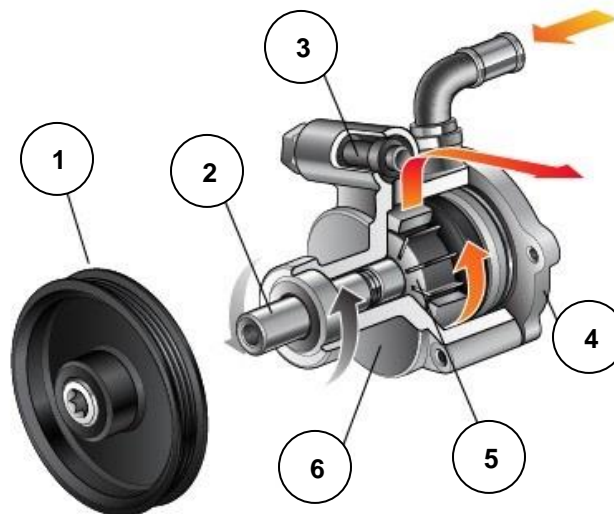


Figura 15. Componentes bomba de paletas deslizantes. (1) Polea (2) Eje de accionamiento (3) Válvula de control de presión (4) Cubierta de la bomba (5) Rotor (6) Carcasa de la bomba.



La bomba de paletas está unida al motor por correas y genera la presión hidráulica usada por el sistema. El motor del vehículo acciona la bomba y arranca las paletas integradas en las ranuras del rotor, estas se mueven hacia afuera debido a la fuerza centrífuga y se mantienen contra la superficie interna de la bomba.

La bomba está diseñada para que el espacio entre las paletas y la superficie interior de la bomba cambia a medida que el rotor gira, ver figura 16, esto causa que la cantidad de fluido descargado por la bomba también cambia en proporción a la velocidad de rotación del rotor de la bomba.

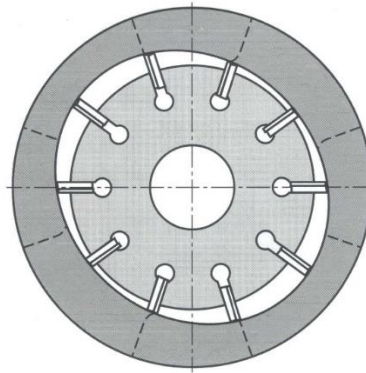


Figura 16. Rotor de una bomba de paletas deslizantes.

Debido a que la bomba se encuentra conectada al motor el volumen de fluido cambia de acuerdo a la velocidad del motor. Pero esto causaría un flujo variable de fluido y por lo tanto la fuerza ejercida en el pistón también variaría. Es por esto que la bomba se encuentra equipada con una válvula de control que mantiene el caudal de fluido hidráulico constante cuando el motor está a bajas o altas revoluciones.

- **Válvula de control:**

La válvula de control está localizada en la caja de dirección y consiste en un eje de la válvula y la válvula rotativa. Estos dos componentes están conectados en los extremos de una barra de torsión. El eje de la válvula está asegurado en el extremo superior de la barra de torsión y la válvula rotativa está asegurada en la parte inferior

Cuando el volante gira, su rotación se transmite al eje de la válvula, a la barra de torsión, a la válvula rotativa y al piñón. Debido a la resistencia del terreno sobre las ruedas los componentes no giran la misma cantidad, la barra de torsión se desplaza moviendo el eje de la válvula esto cambia el tamaño de los orificios entre el eje de la válvula y la válvula rotativa.

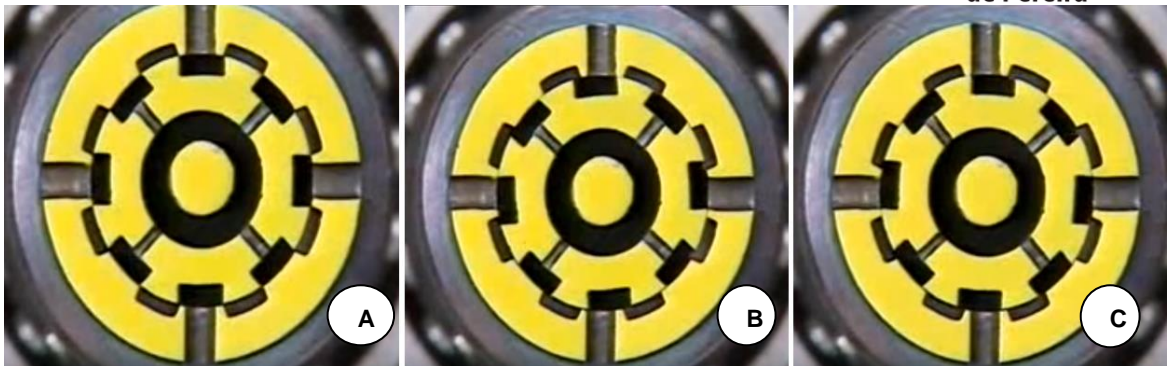


Figura 17. Posiciones de la válvula rotativa. [12]

Un vista de planta y en seccion de la válvula como aparece en la figura 17 nos muestra las diferentes posiciones de la válvula rotativa. La válvula cambia el circuito hidráulico al alternar en entre estas posiciones direccionando el fluido a uno de los lados del pistón (figura 17-B) o al otro asistiendo (Imagen 17-C) el giro del vehículo. Los cambios en el tamaño de los orificios están limitados un tope previsto en el piñón.

Cuando el volante se encuentra en la posición en las que las ruedas del vehículo estés rectas el fluido hidráulico retorna directamente al reservorio (figura 17-A)

La válvula rotativa genera la asistencia apropiada controlando el volumen la dirección y la cantidad de flujo de fluido hidráulico hacia alguno de los lados del pistón de acuerdo a los movimientos del volante.

- **Cilindro de potencia:**

Es un dispositivo que sirve para alojar el pistón del sistema. El pistón se mueve solidario a la cremallera y se sirve del flujo de fluido hidráulico proveniente de la bomba para asistir el giro de las ruedas directrices del vehículo.

El sistema de dirección piñón cremallera es compacto y liviano el sistema tiene muy poca resistencia al deslizamiento y rotación que da una operación más ligera.

Se emplea principalmente en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera debido a la precisión en el desplazamiento angular de las ruedas, a la disminución notablemente los esfuerzos en el volante, proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.



7. Geometría de la dirección

Al conjunto de parámetros, cotas y ángulos que definen el posicionamiento relativo de todos elementos del sistema de dirección, con relación a la carrocería y al terreno, es lo que se conoce como geometría de la dirección.

Es necesario conocer los distintos ángulos de la dirección, su finalidad y las alteraciones que pueden suponer la modificación de sus valores en el comportamiento del vehículo.

7.1 Ángulo de caída

Representa la inclinación de la parte superior de las llantas a partir de la vertical y vista desde el frente del vehículo. Es medido desde el eje de simetría de la rueda con respecto al eje vertical que pasa por el centro del apoyo de la rueda, puede ser positivo, negativo o cero como se muestra en la figura 18.

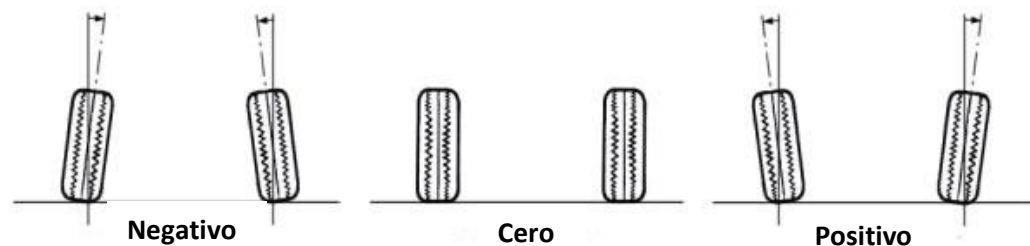


Figura 18. Tipo de ángulo de caída. [15]

Será un ángulo de caída positivo cuando la parte superior de la rueda está inclinada hacia el exterior del vehículo de modo que las ruedas están más distantes entre sí en la parte superior que en la inferior. El ángulo de caída negativo se da cuando la parte superior de la rueda está inclinada hacia el interior del vehículo y tendrá un ángulo de caída cero, cuando la rueda esté completamente vertical.

Este ángulo de inclinación se utiliza para optimizar la superficie de contacto de la llanta con el asfalto. Esto da mayor seguridad y estabilidad al vehículo en el momento de tomar una curva. También se logra distribuir el peso del vehículo sobre la superficie de las llantas para evitar el desgaste desigual de las mismas.

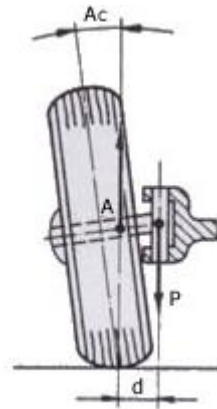


Figura 19. Brazo de palanca. [15]

Con el ángulo de caída lo que se busca es reducir el brazo de palanca o distancia (d), por ello al inclinar la rueda, se desplaza el punto de reacción (A) hacia el pivote, con lo que el brazo de palanca o distancia (d) se reduce y, por tanto, también se reduce el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta. [15]

7.2 Ángulo de avance

El ángulo de avance está formado por línea imaginaria que cruza los dos pivotes de la mangueta y la línea vertical que pasa por el centro de giro de las ruedas. Puede ser positivo, negativo o cero como se muestra en la figura 20.

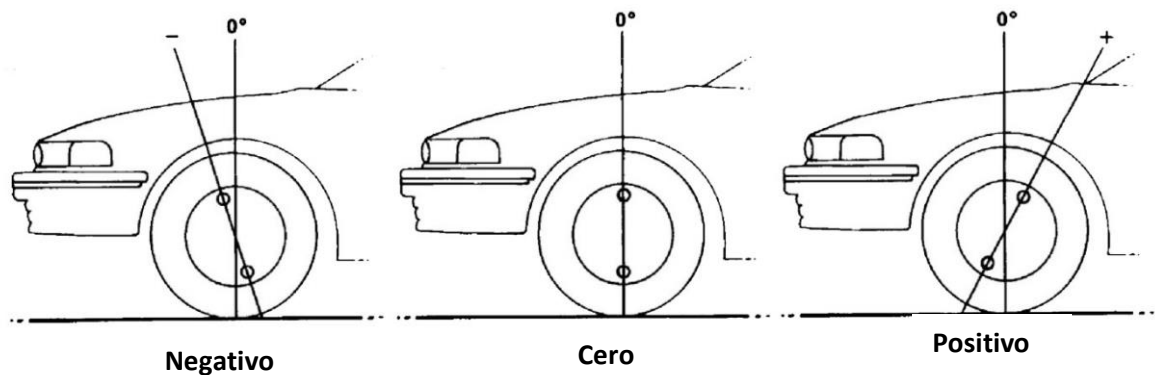
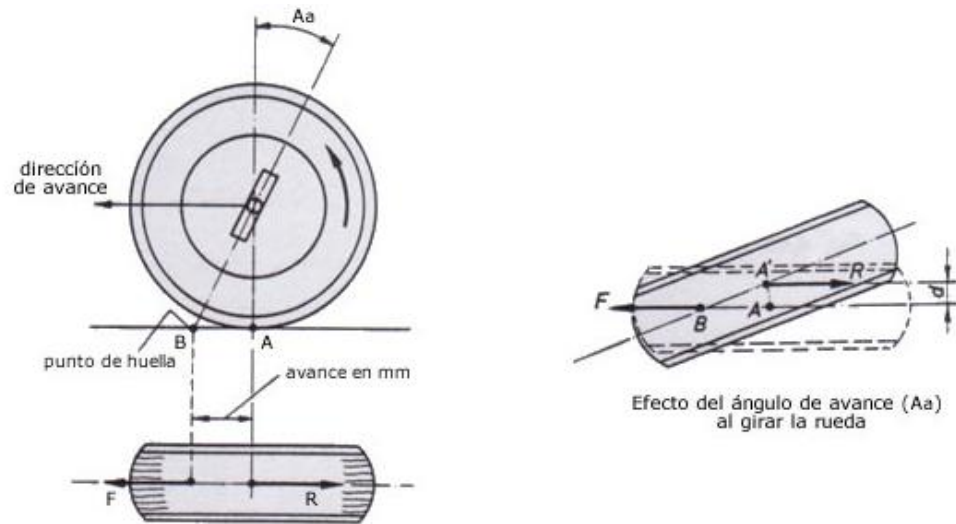


Figura 20. Tipos de ángulos de avance. [11]

Un ángulo de avance positivo hace que se necesite más esfuerzo para girar el volante y cambiar de dirección el vehículo, pero también le brinda estabilidad y retorna las llantas a una posición recta después de un giro.



Véase que el vector de fuerza R para la posición recta de las ruedas, es colineal al vector F . En dicho momento no se presentan reacciones adicionales al giro de la llanta. Cuando se gira el volante para tomar una curva, la llanta se orienta sobre el punto B , el origen del vector R (punto A) tiene un desplazamiento d . Este desplazamiento hace que se genere un par de fuerzas que tiende a volver la rueda a su posición de línea recta donde la distancia d desaparece.



7.3 Ángulo de salida

El ángulo de salida también conocido como el ángulo de inclinación del pivote de dirección es el que forma el eje del pivote sobre el que gira la rueda para orientarse respecto al plano vertical visto el vehículo de frente. Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7°.

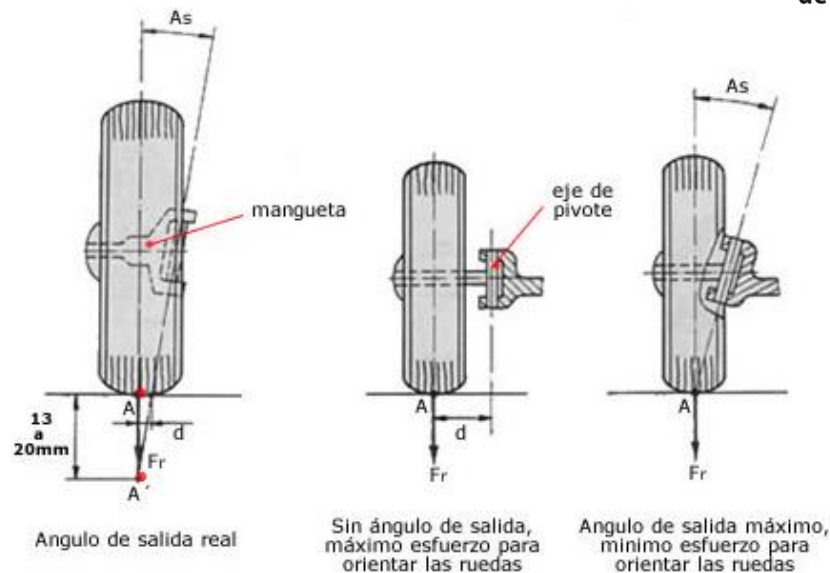


Figura 22. Ángulo de salida o ángulo de inclinación del pivote. [15]

Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia "d" (figura 22) cuanto menor sea "d" menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas debido a la reducción en la fricción con el asfalto.

De la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales, después del paso de una curva, hacen volver a las ruedas a la posición en línea recta en sentido de la marcha. Esto es debido a que, al orientar la rueda para tomar una curva, como gira sobre el eje de pivote y éste está inclinado. la rueda tiende a hundirse en el suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta, oponiéndose a esto su propio peso, por lo cual, en cuanto se suelte el volante de la dirección, el peso de la carrocería, que tiende a bajar, hará volver la rueda a su posición de marcha en línea recta.

Además, el ángulo de salida, minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección. [15]

7.4 Radio de rodadura

Es la distancia entre dos puntos imaginarios sobre el suelo, el punto del centro del contacto entre la llanta y el suelo y el punto de intersección del eje del pivote visto el vehículo desde al frente. si estos puntos se intersectan en el centro de la rueda entonces se dice que el radio de rodadura es cero. Si se intersectan por debajo de la superficie del suelo es positivo y si la intersección se encuentra por encima de la superficie del suelo es negativo. Ver figura 23.

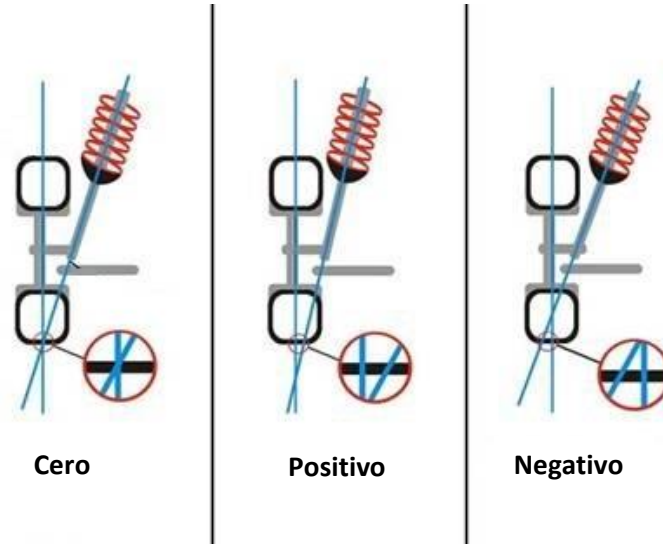


Figura 2350. Clasificación de los tipos de radios de rodadura.

El radio de rodadura positivo o negativo es para proveer un momento de giro que intente girar la rueda fuera de la posición central cuando el vehículo está en movimiento.

En los carros con transmisión trasera con radios de rodadura positivo el movimiento hacia delante y la fricción entre la llanta y el asfalto causan una fuerza que intenta mover las llantas delanteras hacia atrás. Lo que causa una divergencia en las ruedas delanteras. Si tiene radio de rodadura negativo la fuerza también intentará mover las llantas hacia atrás, pero en este caso causará una divergencia

7.5 Convergencia

La convergencia es la desviación del plano longitudinal de las ruedas hacia adentro o hacia afuera este valor se mide en milímetros y es la diferencia de distancia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura de la mangueta; está entre 1 y 10 mm para vehículos con propulsión y cero a menos 2 mm para vehículos con tracción.

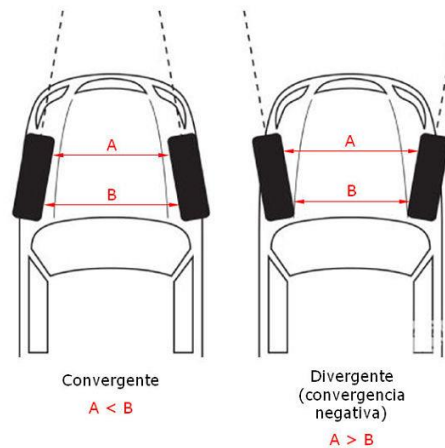


Figura 24. Parámetro de clasificación convergencia.

Se dice que las ruedas son convergentes cuando están más cerca por la parte anterior que por la parte posterior (figura 24). Estas dos disposiciones tienen usos específicos: en los vehículos de tracción trasera, la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras crea un par que tiende a abrir ambas ruedas, para compensar este efecto, se contrarresta con un ángulo de convergencia positivo.

En el caso de vehículos con tracción delantera, el esfuerzo de tracción de las ruedas produce un par que tiende a cerrar las ruedas, por consiguiente, para compensar esta tendencia será necesario dar a las ruedas un ángulo de convergencia negativo (divergencia).

El ángulo convergente/divergente también ayuda alterar las características de la dirección: un incremento de convergencia, usualmente reduce la pérdida de tracción de las llantas traseras antes que las delanteras al tomar curvas; el incremento del ángulo divergente disminuye los problemas de manejo especialmente en situaciones con mucha lluvia. Excesivo ángulo convergente/divergente significa que cada rueda apunta en cualquier dirección menos en línea recta, así cuando el vehículo encuentra un charco de agua que causa perder algo de tracción, los ajustes de la otra rueda empujarán o halarán el vehículo hacia un lado. Esta situación hará que el vehículo se sienta un poco inestable.

El ángulo convergente/divergente es uno de los elementos más críticos de la alineación relacionado al desgaste del neumático. Una medida convergente/divergente que se encuentre un poco desajustada, puede provocar una diferencia grande en el desgaste del neumático.



El comportamiento dinámico del vehículo dependerá del ángulo de salida y del el de avance y tendrá una influencia directa en la convergencia, partiendo de la base de que la proyección del eje del pivote caerá siempre por delante del punto de contacto del neumático con el suelo en el sentido de marcha del vehículo.

En el caso de radio de rodadura positivo las fuerzas de aceleración y frenado se transmitirán al suelo a través del punto del contacto del neumático corresponde con el centro de la huella, dado que la proyección del eje de giro es hacia el interior del neumático al acelerar la rueda tenderá a cerrarse (convergente) mientras que al frenar tenderá a abrirse (divergente)

En el caso de un radio de rodadura negativo debido a que la proyección del eje de pivote se encuentra hacia el exterior del neumático al acelerar tenderá a abrirse (divergente) mientras que al frenar tenderá a cerrarse (convergente)

8. Cinemática de la dirección [16]

8.1 Geometría de giro

Cuando un vehículo gira en una curva, los ejes de todas las ruedas deben de concurrir en punto llamado centro instantáneo de rotación. El ángulo de giro de la rueda interior debe ser mayor que la rueda exterior para que el vehículo gire en referencia al centro de giro, de lo contrario existiría un deslizamiento en las ruedas y la trayectoria no sería circular. Se precisa una divergencia de las ruedas delanteras cuando se toman las curvas para evitar el desgaste de las cubiertas. La figura 25 muestra los parámetros principales de una geometría de giro.

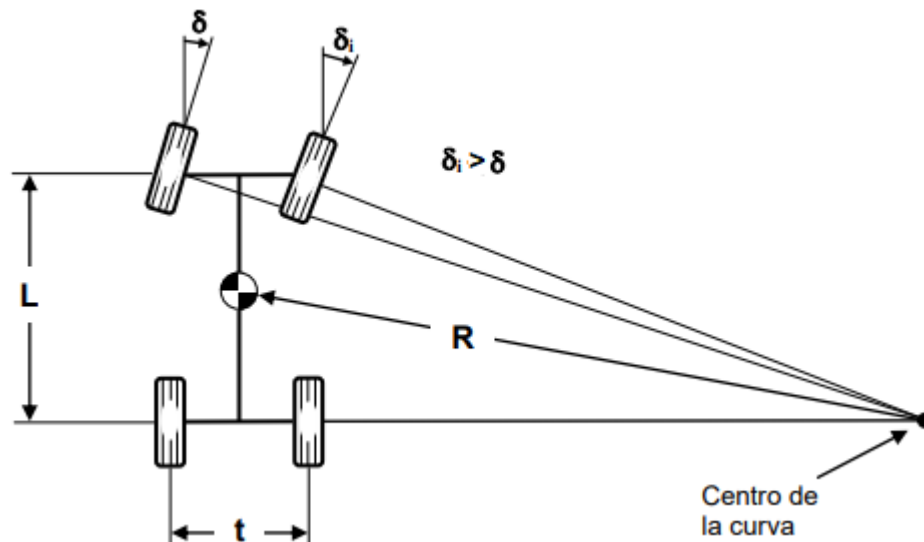


Figura 25. Geometría de giro de un vehículo. Distancia L es distancia entre ejes y la longitud t el ancho de trocha del vehículo. [4]



Universidad Tecnológica
de Pereira

Para dar solución al requisito fundamental, centro de rotación único, se adoptó y se mantiene la dada por Jeantaud o Ackerman. Al principio de la historia del automóvil, la dirección era como la de los coches de caballos, un eje que giraba alrededor de un punto.



Figura 26. Eje delantero rígido típico de los camiones. [16]

En la figura 26 se muestra un croquis de un eje delantero rígido como el de un camión. Está formado de tres partes; una central (viga), en cuyos extremos se acoplan de forma articulada las manguetas. En los turismos, con suspensión independiente, el eje está formado por las manguetas y la parte central, está formada por una estructura, en la que la carrocería forma parte de ella.

Las ruedas directrices permanecen unidas solidariamente, a través de las bielas y la barra de acoplamiento, respondiendo a las siguientes condiciones ideales:

1. Al girar la dirección las ruedas toman la posición de la figura 25, de tal forma, que el radio de giro, del arco que describe cada una de las ruedas del vehículo, con centro de rotación único, sea perpendicular a la proyección de la rueda sobre el suelo. [16]

Lo anterior, sólo es posible, si las bielas forman un trapecio con la parte de eje entre pivotes y la barra de acoplamiento, cuando las ruedas directrices están en posición de marcha recta. si fuera rectangular, el centro de rotación de las ruedas directrices estaría en el infinito, con deslizamiento de ruedas para cualquier ángulo de giro.

2. Para que el centro de giro esté situado sobre la prolongación del eje trasero para que el centro de giro esté situado sobre la prolongación del eje trasero, para cualquier ángulo de giro de las ruedas directrices, es necesario que la prolongación de las bielas, cuando las ruedas directrices se encuentran en posición de marcha recta, se corte en un punto situado sobre la línea del eje trasero. [16]

Lo anterior es imposible conseguir empleando un mecanismo basado en un cuadrilátero articulado. Según Ackerman un trapecio sería la mejor opción. Las



Universidad Tecnológica
de Pereira

longitudes de bielas y barra de acoplamiento, que hagan que los ángulos alfa y beta, cumplan con la relación requerida.

Por tanto, el problema consistirá en buscar la solución que más se acerque a la longitud ideal.

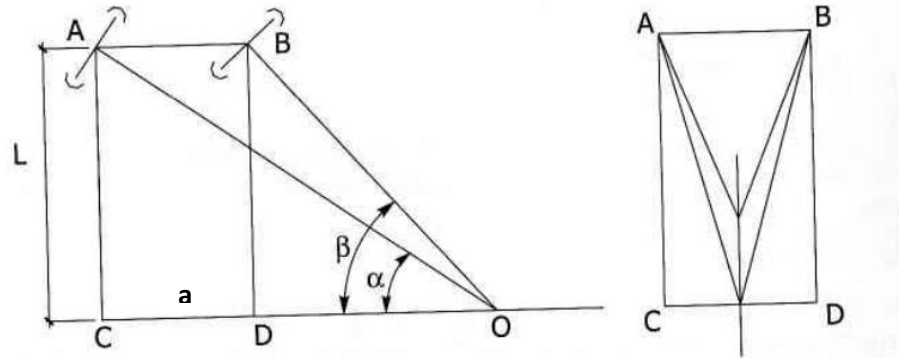


Figura 27. Proyección del eje de las ruedas delanteras sobre la proyección del eje trasero.
[16]

Obtenidos gráficamente, los ángulos de giro de las ruedas que hacen que las perpendiculares a la proyección de las ruedas se corten en la prolongación del eje trasero, como se observa en la figura 27, permite deducir la relación que ha de existir, teóricamente entre ellos, en función de la distancia entre ejes (L) y la distancia entre pivotes (a). [16]

$$\tan \alpha = \frac{L}{OC} \quad \tan \beta = \frac{L}{OD}$$

$$OC = \frac{L}{\tan \alpha} \quad OD = \frac{L}{\tan \beta}$$

Haciendo la relación de triángulos ACO y BDO tenemos:

$$\frac{OC - OD}{L} = \frac{a}{L}$$

$$\frac{\frac{L}{\tan \alpha} - \frac{L}{\tan \beta}}{L} = \frac{a}{L}$$

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{a}{L}$$



Universidad Tecnológica
de Pereira

La figura 27 se puede sustituir por la figura 28 figura siguiente, al demostrarse que los ángulos α y β , del triángulo AEB, son los de giro de las ruedas directrices.

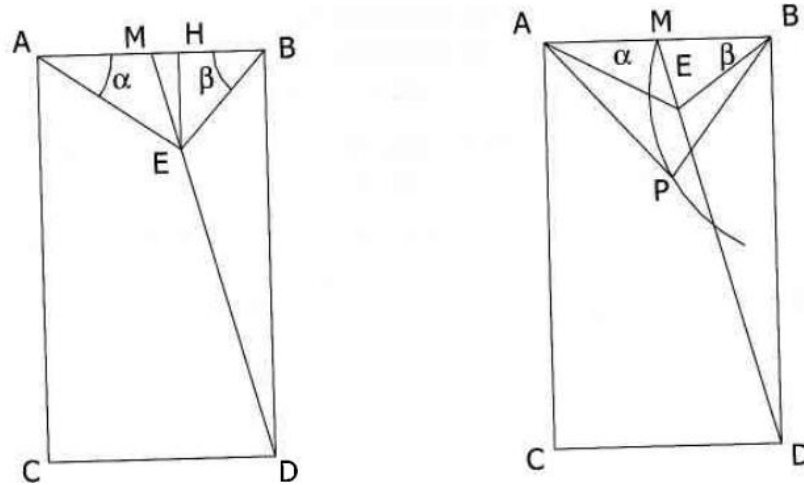


Figura 28. Curva de error en la consecución de los ángulos de viraje. [16]

$$\tan A = \frac{EH}{AH} \quad ; \quad \tan B = \frac{EH}{BH}$$

$$\cot A - \cot B = \frac{AH - BH}{EH}$$

$$AH - BH = 2MH$$

Además, por semejanza de triángulos MHE y MBD:

$$\frac{MH}{EH} = \frac{MB}{DB} = \frac{a}{2L}$$

De las anteriores:

$$\frac{AH - BH}{EH} = \frac{a}{L}$$

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{a}{L}$$

De lo precedente resulta que, si la dirección cumpliera con la condición fundamental, las rectas BE y AE correspondientes a todas las orientaciones posibles de las ruedas directrices, se tendrían que cortar sobre la recta MD.

En realidad, los puntos de intersección de dichas dos rectas, están situados sobre



Universidad Tecnológica
de Pereira

una curva llamada curva de error que se tratará de superponer al máximo con la recta MD, mediante modificaciones de longitud y orientación de las bielas y la barra de acoplamiento.

8.2 Principio de Ackerman.

La geometría de Ackerman dispone los brazos de la dirección y la barra de acoplamiento formando un trapecio, como se observa en las figuras 29 y 30, que produce un ángulo de giro mayor de la rueda interior que en la exterior.

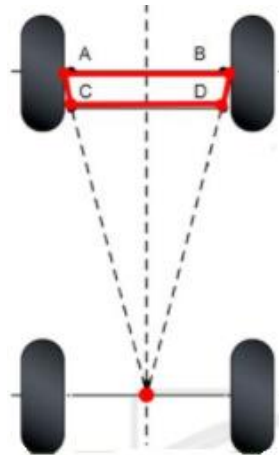


Figura 29. Configuración del trapecio de Ackerman.

El trapecio de la dirección o trapecio de Ackerman es formado por el eje delantero del vehículo (AB) dos brazos de acoplamiento (AC y BD) y la barra de acoplamiento (CD).

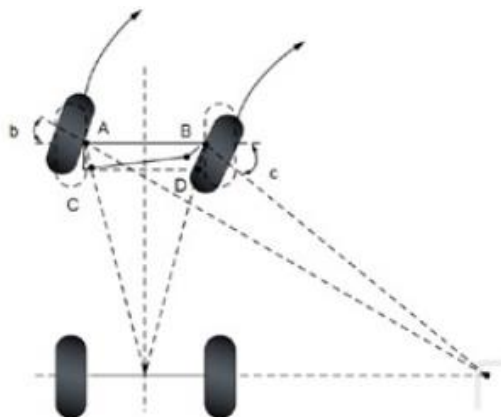


Figura 30. Comportamiento del trapecio de Ackerman en el giro del vehículo.

Se pretende calcular las longitudes de las bielas AC y BD y de la barra de acoplamiento CD según el siguiente método de cálculo.



8.3 Método de cálculo.

En el método descrito en la referencia [16] páginas 350 y siguientes, como conclusión se deducen y aplican las dos ecuaciones siguientes para calcular la longitud de las bielas AC y BD que de ahora en adelante denotaremos (r) y la longitud de la barra de acoplamiento CD que denotaremos (l). La figura 31 nos ilustra las variables a tener en cuenta en el cálculo de las bielas y la barra de acoplamiento.

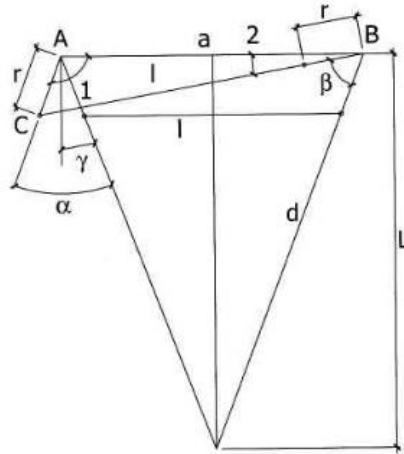


Figura 31. Variables a tener en cuenta en el cálculo de las bielas y la barra de acoplamiento. [16]

$$l = \frac{a(d - r)}{d} \quad (I)$$

$$\text{sen}(\gamma - \alpha) = \frac{r^2 + a^2 - (l + r)^2}{2ar} \quad (II)$$

Donde:

$\gamma \rightarrow$ Ángulo del trapecio de Ackerman.

$\alpha \rightarrow$ Ángulo máximo de viraje de la rueda.

$l \rightarrow$ Longitud de la barra de acoplamiento.

$a \rightarrow$ Distancia entre pivotes de giro.

$r \rightarrow$ Longitud de la biela.

$d \rightarrow$ Distancia entre el pivote de giro y el punto donde se cortan la prolongación de las bielas.

Una vez calculadas las longitudes de las bielas y la barra de acoplamiento es necesario evaluar mediante una simulación o cálculo la diferencia existente entre los ángulos teóricos y los ángulos que daría el sistema con estas medidas calculadas. Por tanto, hallando esta diferencia podemos encontrar y trazar la curva de error.



9. Cálculos vehículo eléctrico utilitario.

9.1 Ángulos de viraje máximo

Para los datos del vehículo utilitario eléctrico de la facultad, los cálculos de los ángulos de las ruedas serían así:

Con una distancia entre ejes de 1.5 m (según la figura 25 L) y una longitud entre el centro de las huellas de las llantas de 1.2 m (según la figura 25 t) y teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la distancia entre ejes[4] $R = 2 \cdot L$. El radio de giro mínimo del vehículo sería de 3 m.

L	1,5 m
t	1,2 m
R	3 m

Tabla 1. Parámetros dimensionales del vehículo.

Reemplazando los parámetros la Tabla 1 en las ecuaciones 1 y 2 de pág 16 de la referencia [4]. obtendremos los valores máximos de los ángulos de viraje de las llantas. Debido a que se reemplaza el radio de giro mínimo el valor de los ángulos será el máximo.

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{(R + \frac{t}{2})} [1]$$

$$\delta = \tan^{-1} \frac{1.5}{(3 + \frac{1.2}{2})}$$

$$\delta = 22.62^\circ$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{(R - \frac{t}{2})} [2]$$



$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{1.5}{\left(3 - \frac{1.2}{2}\right)}$$

$$\boxed{\delta_i = 32.01^\circ}$$

9.2 Ángulos de viraje y radio de giro

En este caso para que el vehículo eléctrico utilitario tenga un radio de giro mínimo de 3 m los ángulos de viraje tienen que ser $\delta=22.62^\circ$ y $\delta_i=32.01^\circ$. Es necesario llegar a una expresión que relacione los ángulos δ y δ_i . Despejamos de la ecuación 1 y 2 el radio de giro R

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad [1]$$

$$\tan \delta = \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)}$$

$$\boxed{R = \frac{L}{\tan \delta} - \frac{t}{2}} \quad [3]$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad [2]$$

$$\tan \delta_i = \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)}$$

$$\boxed{R = \frac{L}{\tan \delta_i} + \frac{t}{2}} \quad [4]$$

Igualamos la ecuación 3 y 4.

$$\frac{L}{\tan \delta} - \frac{t}{2} = \frac{L}{\tan \delta_i} + \frac{t}{2}$$

Encontraremos una expresión matemática que relacione δ_i con en términos de δ .



$$\frac{L}{\tan \delta} = \frac{L}{\tan \delta_i} + t$$

$$\frac{L}{\tan \delta} - t = \frac{L}{\tan \delta_i}$$

$$\frac{L - t \tan \delta}{\tan \delta} = \frac{L}{\tan \delta_i}$$

$$\tan \delta_i = \frac{L \tan \delta}{L - t \tan \delta}$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L \tan \delta}{L - t \tan \delta} \right) \quad [5]$$

En la tabla 2 se presentan los ángulos de giro de la rueda interior δ_i y la rueda exterior δ y los radios de giro correspondientes a cada ángulo de viraje.



δ [°]	δ_i [°]	R [m]
1	1,01	85,33
2	2,06	42,35
3	3,13	28,02
4	4,24	20,85
5	5,37	16,55
6	6,55	13,67
7	7,75	11,62
8	9,00	10,07
9	10,28	8,87
10	11,60	7,91
11	12,96	7,12
12	14,37	6,46
13	15,81	5,90
14	17,30	5,42
15	18,83	5,00
16	20,41	4,63
17	22,03	4,31
18	23,70	4,02
19	25,42	3,76
20	27,18	3,52
21	28,99	3,31
22	30,84	3,11
22,62	32,01	3,00

Tabla 2. Ángulos de viraje de la rueda interior y exterior y el radio de giro del automóvil dependiendo de estos ángulos.



9.3 Ángulo de Ackerman

Para completar la geometría de Ackerman es necesario conocer el ángulo que hay entre la vertical y el segmento de recta formados por los puntos AC de la figura 29 siendo este el mismo de BD.

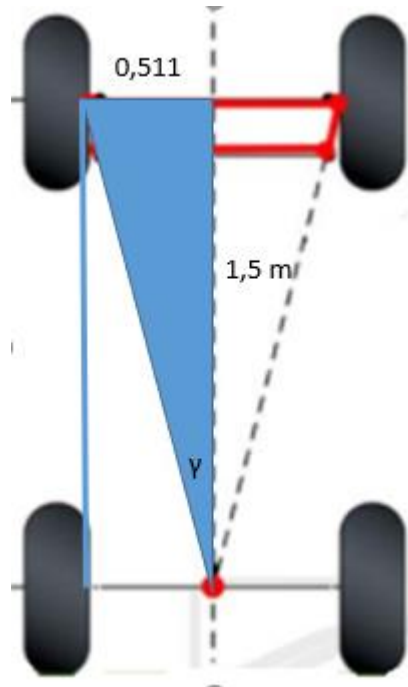


Figura 512. Ángulo del trapecio de Ackerman.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{1.022/2}{1.5} \right)$$

$$\gamma = 0.3283 \text{ rad} * \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}}$$

$$\gamma = 18.81^\circ$$

9.4 Bielas y barra de acoplamiento

Utilizando el sistema de ecuaciones I y II del numeral 8.3 procedemos a calcular las longitudes de las bielas r y l.

$$l = \frac{a(d - r)}{d} \quad (I)$$



$$\text{sen}(\gamma - \alpha) = \frac{r^2 + a^2 - (l + r)^2}{2ar} \quad (II)$$

Reemplazamos la ecuación *I* en *II*:

$$\text{sen}(\gamma - \alpha) = \frac{r^2 + a^2 - \left(\frac{a(d-r)}{d} + r\right)^2}{2ar} \quad (III)$$

Reemplazamos los valores de las variables.

Parámetro	Valor
γ	18.81°
α	32°
a	1.02 m
d	1.6 m

Tabla 3. Valores de las variables para el vehículo eléctrico utilitario.

$$\text{sen}(18.81 - 32) = \frac{r^2 + 1.02^2 - \left(\frac{1.02(1.6-r)}{1.6} + r\right)^2}{2 * 1.02 * r}$$

$r = 0.3154 \text{ m}$

Reemplazando este valor en *I*

$$l = \frac{1.02(1.6 - 0.3151)}{1.6}$$

$l = 0.8191 \text{ m}$



El vehículo eléctrico totalitario contaría con unas bielas de longitud 0.3154 m y la barra de acoplamiento sería de 0.8191 m. En la tabla 4 se presentan los valores de para la geometría de Ackerman

Parámetro	Símbolo	Valor
Ángulo de Ackerman	γ	18.81°
Longitud de la biela	r	0.3154 m
Longitud de la barra de acoplamiento	l	0.8191m

Tabla 4. Resultados en la geometría de Ackerman para longitud de 1.5m.

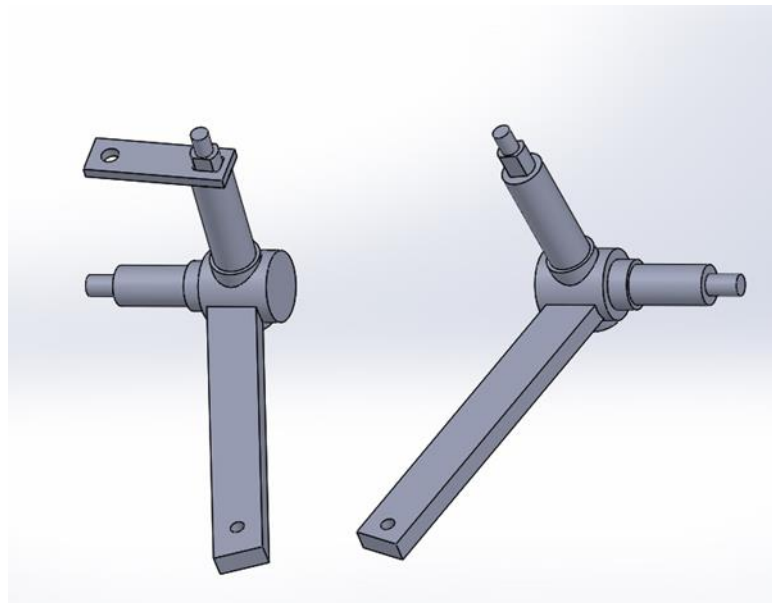


Figura 33. Manguetas con longitud de la biela modificada según primeros resultados.

La figura 33 evidencia que con la longitud de biela de 0.3154mm la pieza quedaría sobredimensionada y desproporcional con todo el conjunto de la mangueta.

Como solución a esto se aumentó el ángulo del trapecio de Ackerman haciendo que la proyección de las bielas se corte por encima del eje trasero.

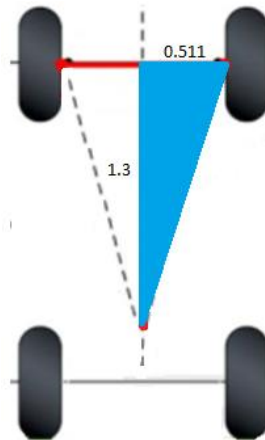


Figura 524. Modificación en el ángulo del trapecio de Ackerman reduciendo la longitud vertical en la figura 32

Siguiendo los cálculos anteriores para el nuevo ángulo de Ackerman los resultados son:

Parámetro	Símbolo	Valor
Ángulo de Ackerman	γ	21.46°
Longitud de la biela	r	0.1949 m
Longitud de la barra de acoplamiento	l	0.879 m

Tabla 512. Resultados en la geometría de Ackerman para longitud de 1.3m

Con los valores hallados se procede a hacer la modificación de la longitud de la biela en el modelo CAD de la mangueta. Ver figura35

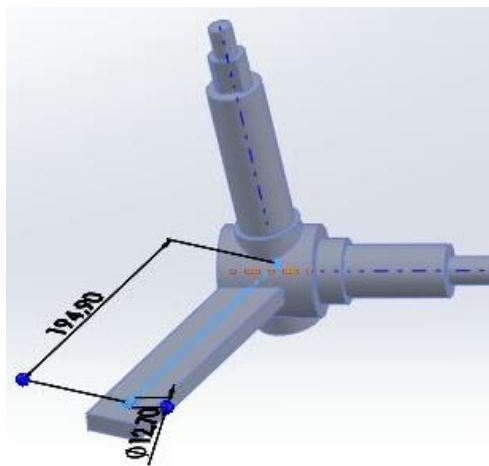


Figura 35. Mangueta con longitud y ángulo correspondiente a la tabla 5



10. Simulación en Working Model

Teniendo ya los valores definidos del trapecio de Ackerman para el vehículo utilitario, modelaremos los sistemas para las dos longitudes en el programa Working Model para evaluar los ángulos de viraje reales de las ruedas directrices con estas configuraciones.

10.1 Procedimiento

La simulación consiste en modelar, para cada una de las longitudes, los eslabones que componen el mecanismo y a su vez integrar a ellos pares rotacionales y prismáticos. Se utiliza un motor que genera el movimiento y unos medidores de rotación para los rectángulos que representan las ruedas. Se varia de grado en grado mirando la respuesta del mecanismo al estímulo. Se tabulan todos los datos como resultado de la simulación y se procede a realizar una gráfica para encontrar la curva de error.

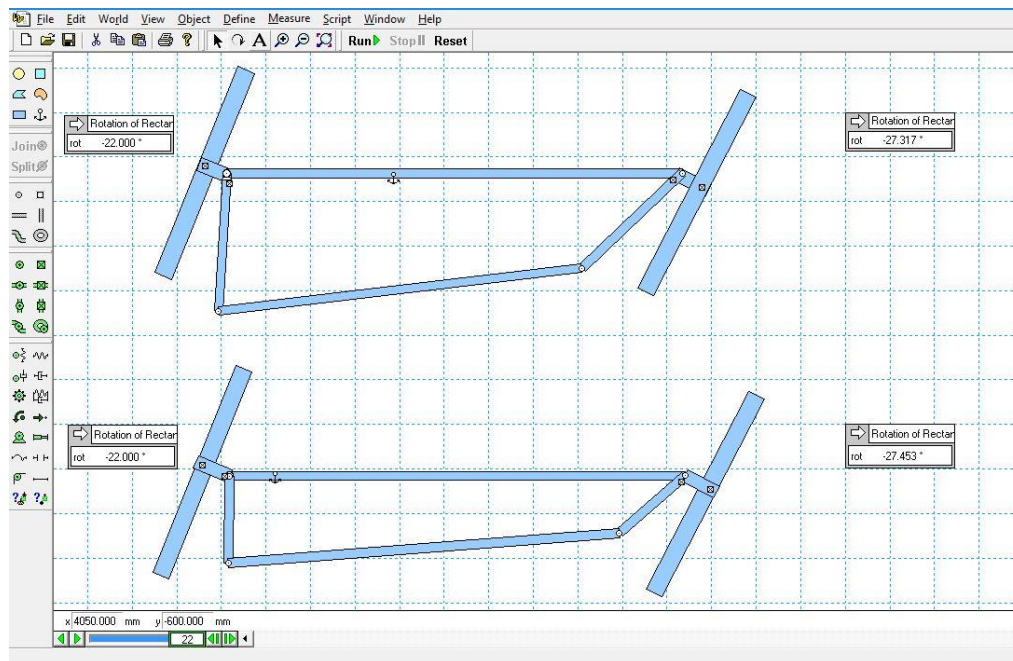


Figura 36. Simulación mecanismo Working Model

Los resultados de la simulación se presentan en la tabla 6. La tabla consiste en 4 columnas. La primera de izquierda a derecha contiene el ángulo de viraje δ correspondiente a la rueda externa. La siguiente columna contiene a δ_i que representa el ángulo de viraje de la rueda interior real, o sea el resultante de la simulación. La tercera columna corresponde a los ángulos δ_i previamente calculados y dispuestos en la tabla 2 o ángulos teóricos. Y por último la diferencia entre el valor teórico y el valor real.



10.2 Resultados

Resultados para ángulo de Ackerman $\gamma=18.81^\circ$			
δ [°]	δ_i real [°]	δ_i teórico [°]	Diferencia
1	1,011	1	-0,01
2	2,038	2,1	0,06
3	3,081	3,1	0,02
4	4,140	4,2	0,06
5	5,216	5,4	0,18
6	6,309	6,5	0,19
7	7,421	7,8	0,38
8	8,552	9	0,45
9	9,703	10,3	0,60
10	10,875	11,6	0,73
11	12,070	13	0,93
12	13,288	14,4	1,11
13	14,531	15,8	1,27
14	15,802	17,3	1,50
15	17,102	18,3	1,20
16	18,434	20,4	1,97
17	19,801	22	2,20
18	21,207	23,7	2,49
19	22,655	25,4	2,75
20	24,152	27,2	3,05
21	25,703	29	3,30
22	27,317	30,8	3,48

Tabla 6. Resultados simulación mecanismo en Working Model para $\gamma=18.81^\circ$

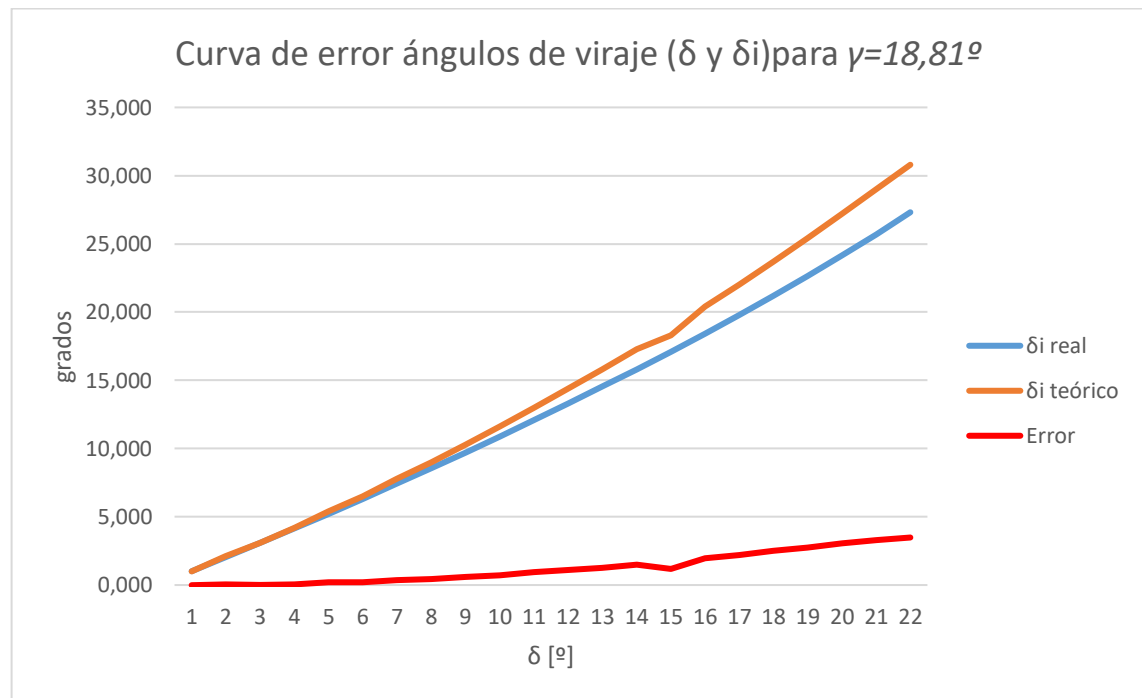


Gráfico 2. Curva de error ángulos de viraje δ , δ_i teórico y δ_i real para $\gamma=18.81^\circ$



Resultados para ángulo de Ackerman $\gamma=21,46^\circ$			
δ [°]	δ_{real} [°]	$\delta_{\text{teórico}}$ [°]	Diferencia
1	1,008	1	-0,01
2	2,032	2,1	0,07
3	3,073	3,1	0,03
4	4,131	4,2	0,07
5	5,207	5,4	0,19
6	6,302	6,5	0,20
7	7,416	7,8	0,38
8	8,549	9	0,45
9	9,704	10,3	0,60
10	10,881	11,6	0,72
11	12,081	13	0,92
12	13,307	14,4	1,09
13	14,558	15,8	1,24
14	15,838	17,3	1,46
15	17,148	18,3	1,15
16	18,491	20,4	1,91
17	19,870	22	2,13
18	21,288	23,7	2,41
19	22,750	25,4	2,65
20	24,260	27,2	2,94
21	25,825	29	3,18
22	27,453	30,8	3,35

Tabla 7. Resultados simulación mecanismo en Working Model para $\gamma=21,46^\circ$

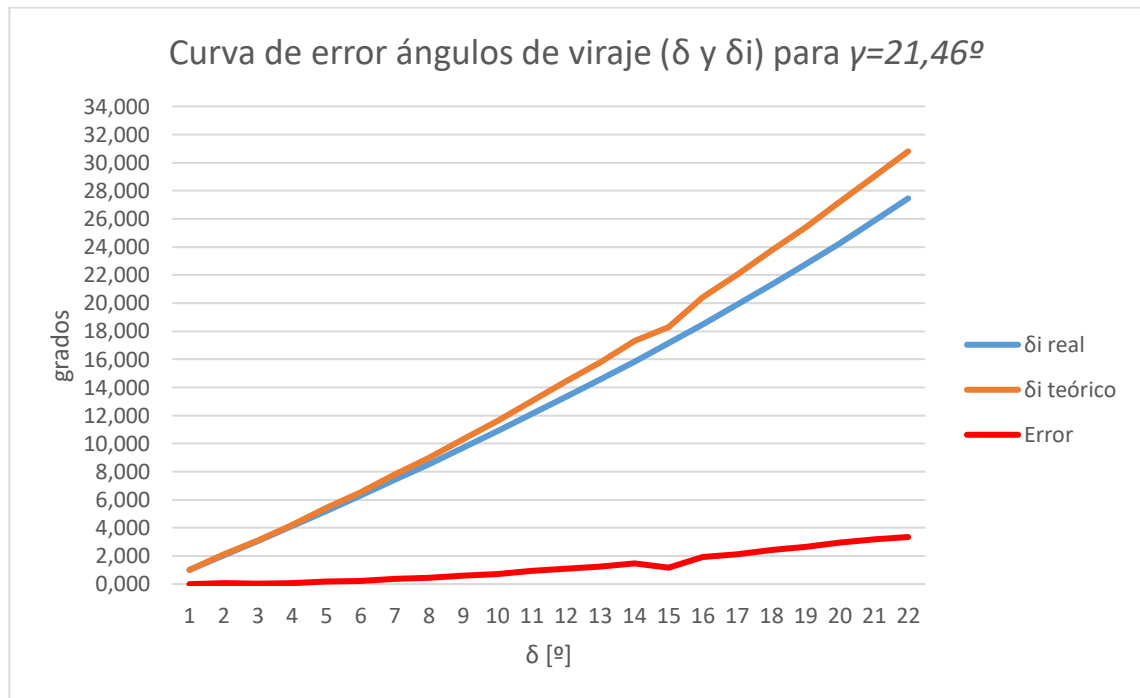


Gráfico 2. Curva de error ángulos de viraje δ , δ_i teórico y δ_i real para $\gamma=21,46^\circ$



De los gráficos 1 y 2 podemos observar que el error es directamente proporcional al valor del ángulo, que el error es casi despreciable en para ángulos pequeños.

Debido a que la diferencia entre los valores obtenidos se presenta casi en las centésimas de ángulo se optara por la geometría de ángulo $\gamma=21.46^\circ$ (ver figura 35) puesto que su geometría se acomoda mejor al modelo presente.



11. Modelado en SolidWorks

El diseño del mecanismo de transmisión se realizó con base en un sistema comercial de tornillo sinfín y tuerca con bolas re circulantes. El diseño partió desde dos piezas físicas del mecanismo, que corresponden al tornillo sinfín y a la tuerca de la dirección de un sistema comercial. Ver figura 36.



Figura 37. Tornillo sinfín y tuerca de un sistema de dirección comercial.

Con base en estas piezas se comenzó el diseño y modelado de los demás componentes del sistema. Y se adaptaron al ensamble general del vehículo eléctrico utilitario. Ver figura 37.



Figura 38. Modelo virtual del vehículo utilitario.

11.1 Tuerca de la dirección.

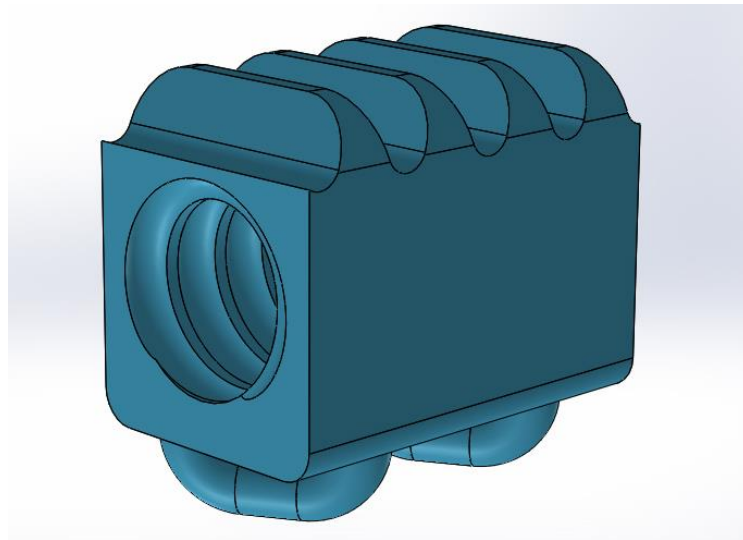
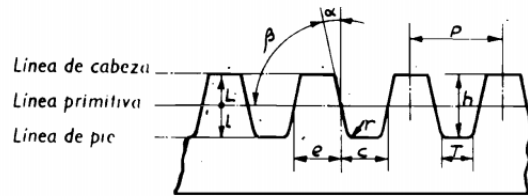


Figura 39. Tuerca de la dirección del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Para modelar la tuerca de la dirección se emplearon los instrumentos de medición. Se caracterizaron los dientes de la tuerca y así poder diseñar el sector dentado que engrana con ella.



Cremallera



$$M = \frac{P}{3,1416} = \text{Módulo.}$$

$$P = \text{Paso} = M \times 3,1416.$$

$$h = \text{Altura total del diente} = M \times 2,167.$$

$$e = \text{Espesor del diente} = 0,5 \times P.$$

$$c = \text{Espacio entre dientes} = 0,5 \times P.$$

$$r = \text{Radio en el pie del diente} = 0,3 \times M \text{ (máximo).}$$

$$T = \text{Ancho del fondo entre dientes} =$$

Figura 53. Formulas y componentes para el modelado de una cremallera. [18]

PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR
Paso	P	16 mm
Altura total del diente	h	11 mm
Ángulo de presión	β	25.34°
Módulo	M	5.09 mm
Adendum (L=M)	L	5.09 mm
Espesor del diente	e	8.23 mm
Espacio entre dientes	C	7.77 mm
Ancho del fondo entre dientes	T	2.18 mm

Tabla 8. Parámetros cremallera de la rosca presente en la tuerca de la dirección.



11.2 Tornillo sinfín

Se utilizaron los elementos de medición y se caracterizó la pieza. El tornillo cuenta con un perfil de forma circular que alojará las bolas re circulantes. Es de una entrada y con un paso helicoidal de 9 mm. Los balines son de aproximadamente 7 mm de diámetro.

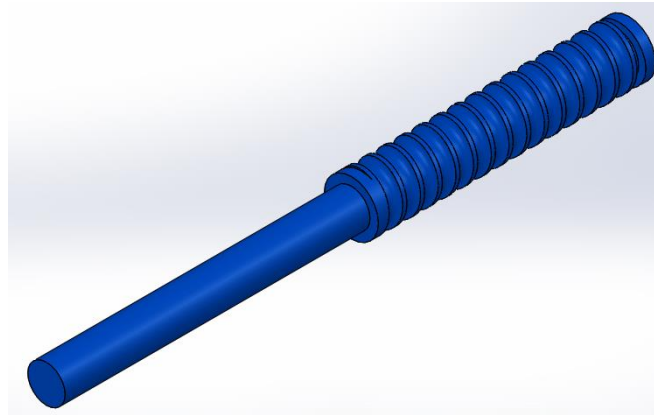


Figura 54. Tornillo sinfín del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

11.3 Sector dentado

El sector dentado fue diseñado con los valores correspondientes de la cremallera tallada en la tuerca. Dado que cuando dos engranajes tienen transmisión entre ellos el módulo y el paso es el mismo.

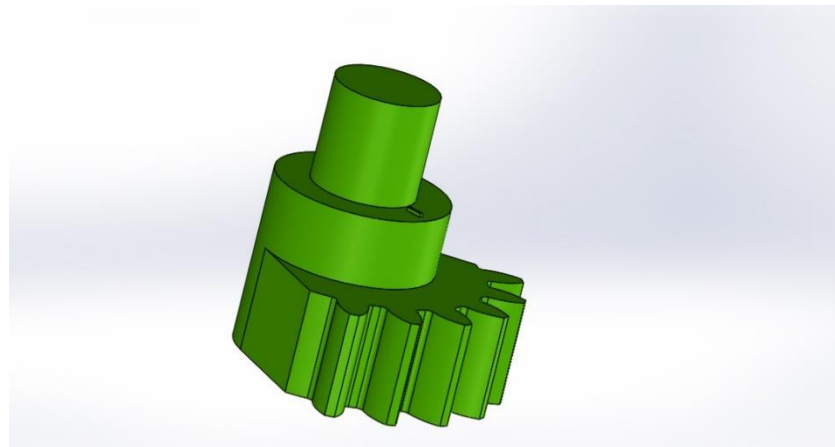


Figura 55. Sector dentado del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Los datos iniciales para el cálculo son los siguiente:



Parámetro	Valor
Diámetro primitivo	91.3 mm (asumido)
Paso	16 mm
Módulo	5.09 mm

Tabla 9. Datos iniciales de cálculo para el sector dentado.

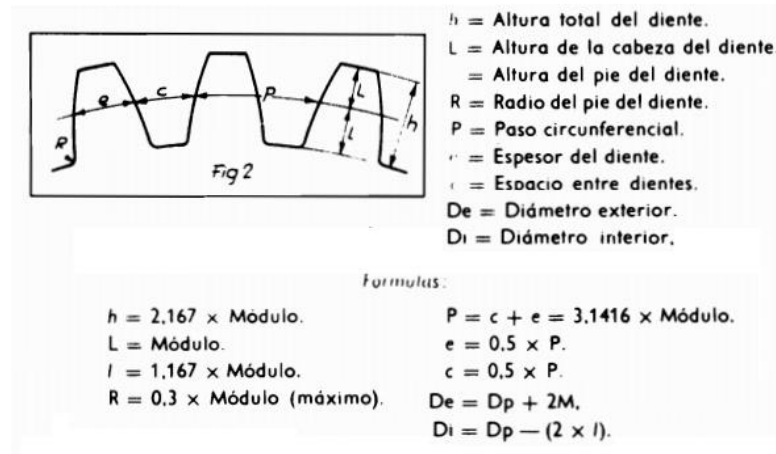


Figura 56. Formulas y parámetros de un engranaje [18]

Y con base en las anteriores ecuaciones se calculan todos los parámetros para el engranaje del sector dentado.

PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR
Número de dientes	Z	18
Altura total del diente	h	11.05 mm
Altura de la cabeza del diente	L	5.1 mm
Altura del pie del diente	l	1.167 mm
Radio del pie del diente	R	1.53 mm
Paso circunferencial	P	16 mm
Espesor del diente	e	8 mm
Diámetro exterior	De	101.5 mm
Diámetro interior	Di	79.39 mm

Tabla 10. Parámetros del perfil del diente del sector dentado



11.4 Brazo Pitman

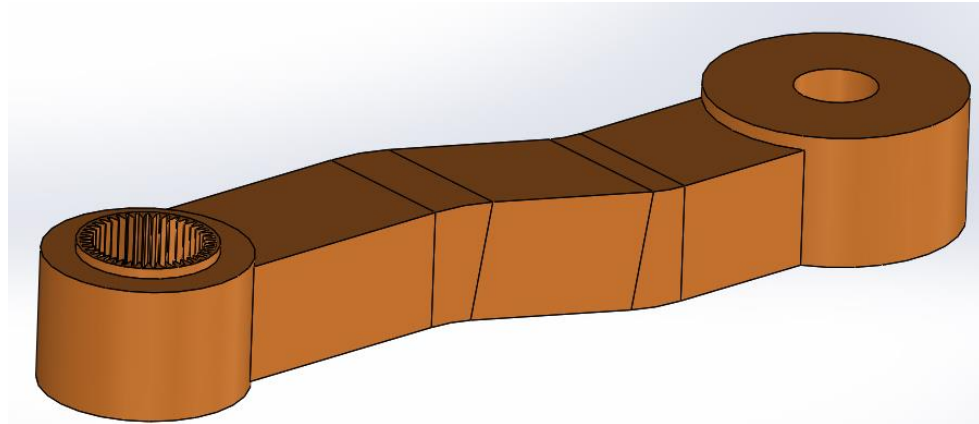


Figura 57. Brazo Pitman del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

El movimiento angular del brazo Pitman corresponde al valor máximo obtenido en el numeral 4.1 El diseño fue realizado y validado en el programa SolidWorks.

11.5 Brazo de acoplamiento.

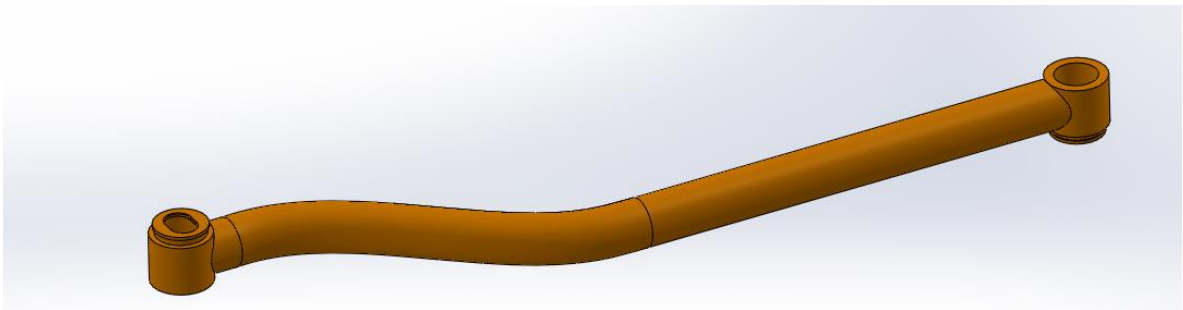


Figura 58. Brazo de acoplamiento del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Este brazo fue concebido analizando la trayectoria que seguía el eje del extremo del brazo Pitman, la distancia hasta la platina que se encuentra en la mangueta izquierda. La longitud y forma actual permite la transmisión correcta del movimiento angular entre estos dos dispositivos. La curva en el eslabón se hizo para evitar el golpe con el bastidor del vehículo.



11.6 Mangueta

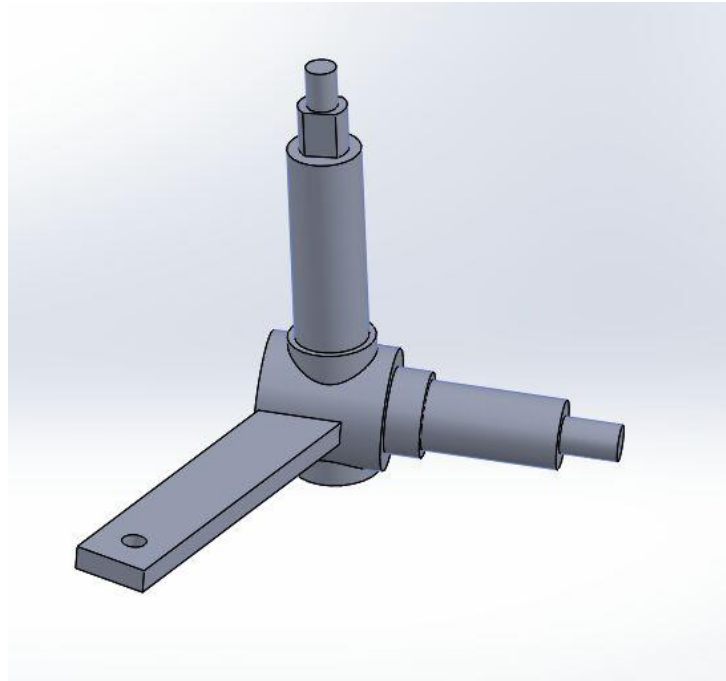


Figura 59. Mangueta del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

La mangueta hacia parte de las modificaciones que se le hicieron al diseño previo, en ella está la biela de Ackerman. Por tanto, se modificaron el ángulo y la longitud de ésta por los valores de la tabla 5.

11.7 Engranajes cónicos

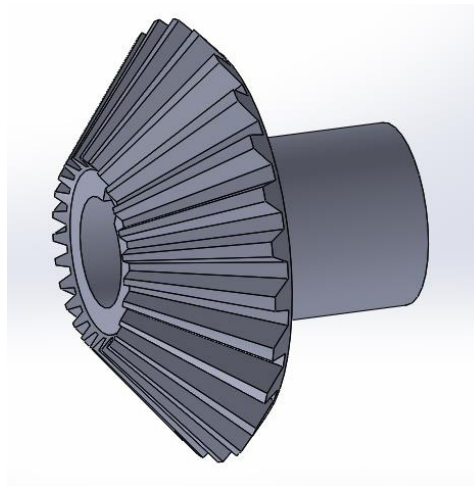


Figura 60. Engranaje cónico del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.



Universidad Tecnológica
de Pereira

Engranajes cónicos con eje a 90° y número de dientes iguales, por tanto, la relación de transmisión de 1:1.

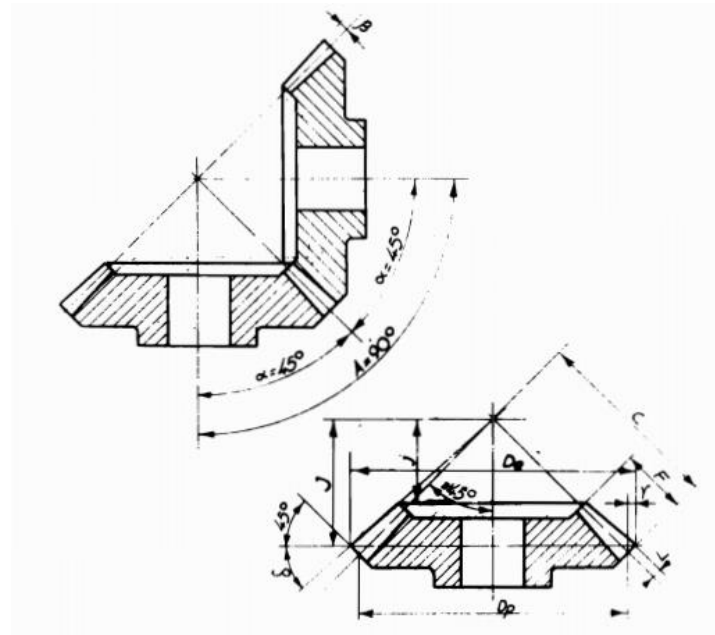


Figura 61. Ángulos y parámetros de un engranaje cónico [18]

Parámetro	Valor
Módulo	2 mm
Paso	6.28 mm
Número de dientes	25
Diámetro primitivo	50 mm
Altura del diente	4mm
Base del diente	2 mm
Ángulo de contacto	20°

Tabla 11. Parámetros del engranaje cónico.



11.8 Volante



Figura 62. Volante del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Este componente pertenecía al sistema de dirección anterior, pero se perfectamente se aplica a este nuevo diseño.

11.9 Barras intermedias

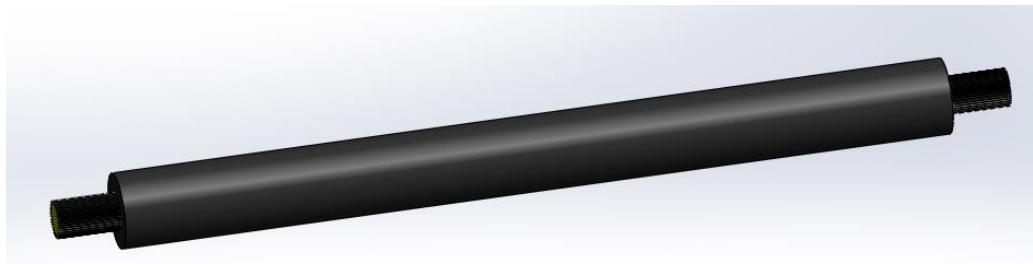


Figura 63. Barras intermedias del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

El componente hace parte del diseño anterior, se modificaron las longitudes y se le hicieron otras modificaciones como el chavetero en las esquinas para la transmisión del movimiento.



11.10 Juntas cardánicas

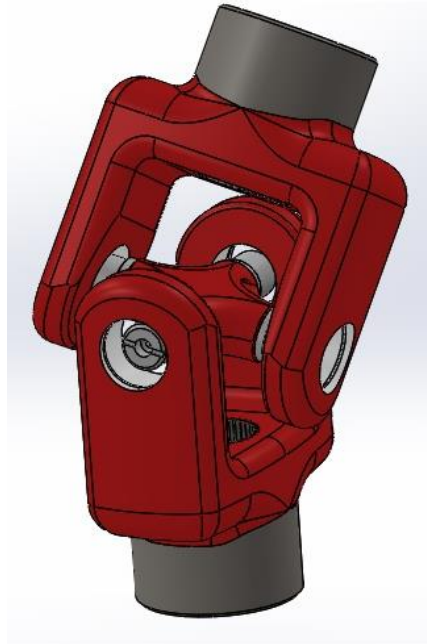


Figura 64. Juntas cardánicas estándar seleccionadas para sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

11.11 Barra de acoplamiento

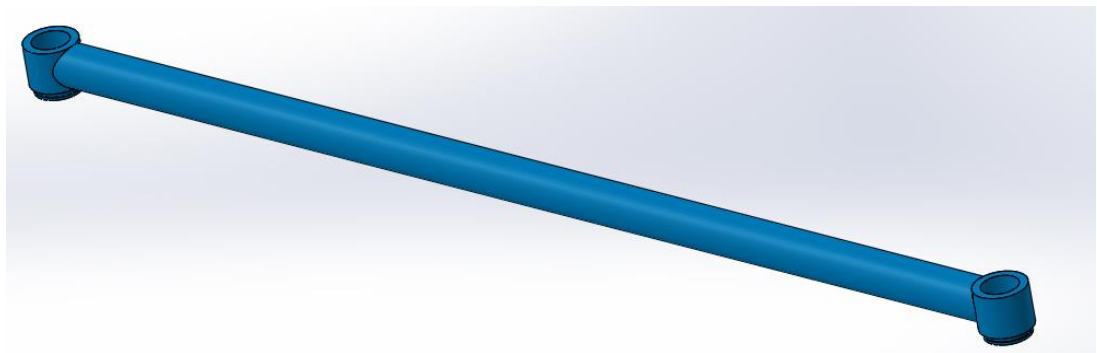


Figura 65. Barra de acoplamiento, perteneciente al trapecio de Ackerman del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

La barra de acoplamiento consiste en un elemento cilíndrico cuya longitud fue calculada en el numeral 4.4, tabla 5, la longitud corresponde a la distancia entre centros de los cilindros de los extremos donde van ubicadas las rótulas.



11.12 Tren delantero

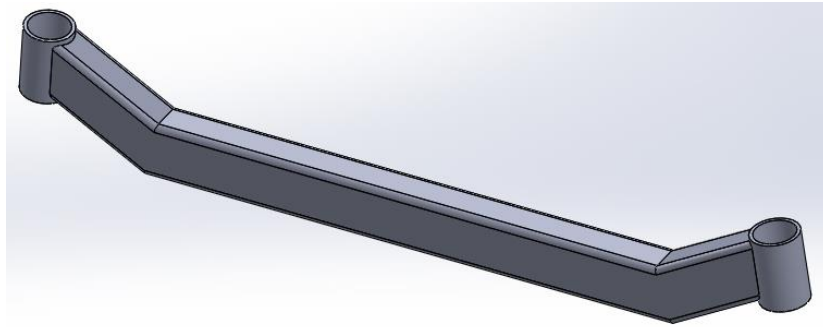


Figura 66. Tren delantero del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Este componente pertenece al modelo general del vehículo eléctrico utilitario.

11.13 Rotulas

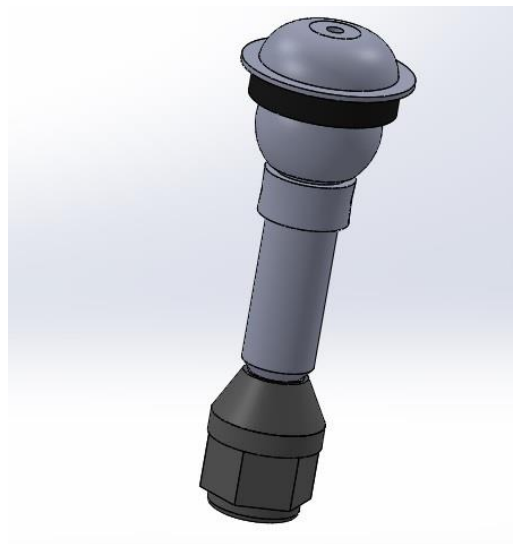


Figura 67. Rotulas del sistema de dirección del carro eléctrico utilitario.

Pertenecían al diseño anterior y se utilizaron para éste.



11.14 Ensamble general



Figura 68. Ensamble general del sistema de dirección del vehículo eléctrico utilitario



12. Conclusiones

- Los ángulos de viraje de las ruedas nunca serán igual a los valores teóricos. Se modifican las longitudes del trapecio de Ackerman para aproximarse a dicho valor.
- Con la modificación de las longitudes de la biela se puede concluir que la variación de la longitud de la biela de Ackerman es compensada con el cambio de ángulo y longitud de la barra de acoplamiento.
- Se propuso un sistema comercial con mecanismo de tornillo sinfín y tuerca con bolas recirculantes, se adaptó a las nuevas dimensiones del vehículo eléctrico utilitario.
- El nuevo sistema cumple con la condición de Ackerman.
- Se escogió el sistema con las siguientes longitudes de Ackerman.

Parámetro	Símbolo	Valor
Ángulo de Ackerman	γ	21.46°
Longitud de la biela	r	0.1949 m
Longitud de la barra de acoplamiento	l	0.879 m

Tabla 5. Resultados en la geometría de Ackerman para longitud de 1.3m



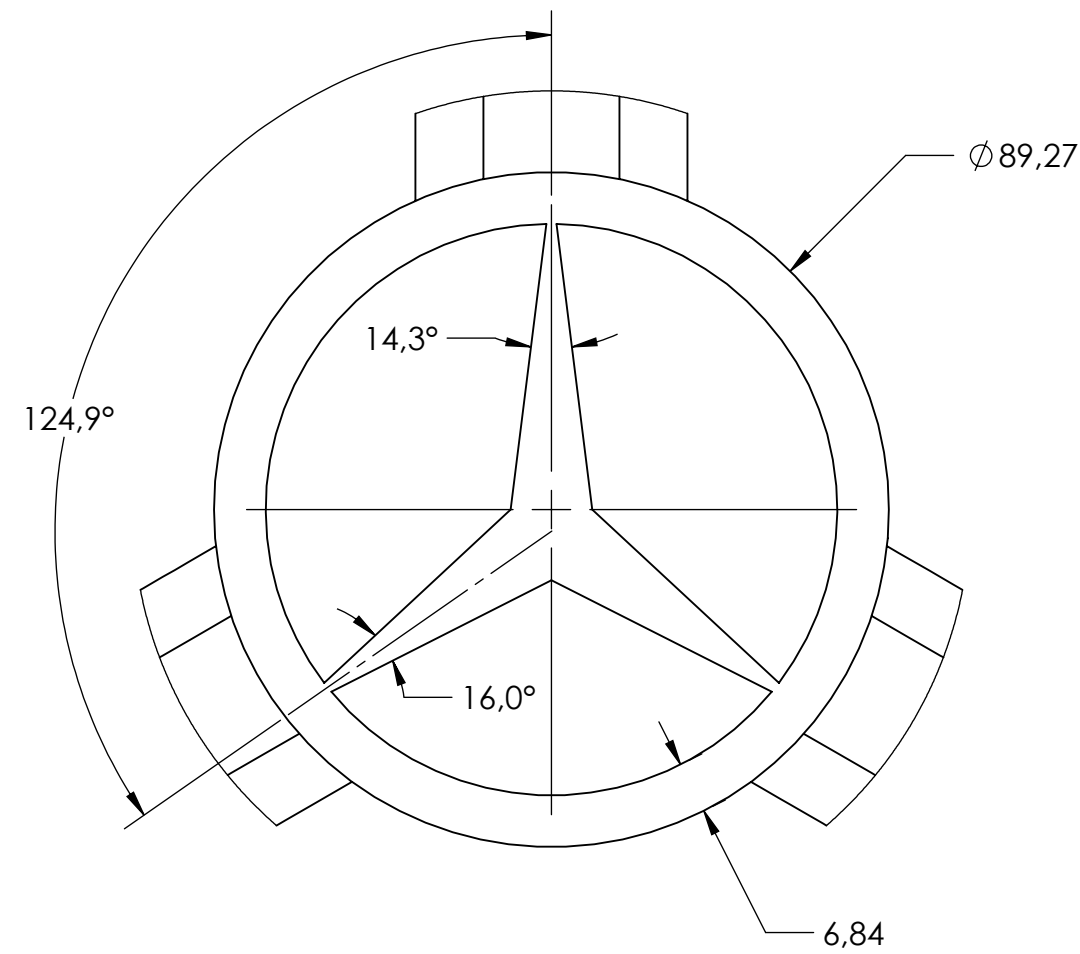
13. Bibliografía

1. ABAD PALACIOS. Rubén Darío, ABAD PALACIOS. Stalin Eduardo. "Estudio e implementación de un sistema de dirección asistida para un vehículo LADA modelo Niva 2121 motor 1600 c.c. 4x4". Universidad Politécnica salesiana sede cuenca. Facultad Ingeniería mecánica automotriz. Cuenca. Ecuador .2011
2. CALLE, Gabriel. "Aportación y apropiación de metodologías de desarrollo de vehículos para recreación tipo Buggy. Universidad tecnológica de Pereira. Facultad de ingeniería mecánica. 2012.
3. ROMERO, Carlos. Dinámica de Tracción del Automóvil. Universidad Tecnológica de Pereira, Escuela de tecnología mecánica. 1995.
4. VELASCO SÁNCHEZ, Emilio. OLIVA MEYER, Miguel Ángel. SÁNCHEZ LOZANO, Miguel. Vehículos, El sistema de dirección. Universidad Miguel Hernández. Facultan Ingeniería Mecánica y Energía. ELCHE (Alicante) España. Disponible en: <http://umh1796.edu.umh.es/wp-content/uploads/sites/272/2013/02/sistema-de-direccion-texto1.pdf>
5. GILLESPIE. Thomas D. "Fundamentals of Vehicle Dynamics". Capitulo 8. "The steering system" Society of automotive engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive. Warrendale. PA (1992).
6. OROZCO, G. Sistema de dirección mecánica | Pruebaderuta.com. [online] Disponible en: <https://www.pruebaderuta.com/sistema-de-direccion-mecanica.php> [Último acceso 25 enero. 2018].
7. REYES, Efraín. Sistema de dirección del vehículo. *Sistema de dirección*. [online] Disponible en <https://es.slideshare.net/efrain1-9/sistema-de-direccion-14009412> [Último acceso 24 ene. 2018].
8. MARTINEZ GONZALES. Roberto. Sistema de dirección en vehículos. Modulo CIRF.2009. Versión digital. Disponible en: <https://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWVpbm9zaXN0ZW1hZGVkaXJlY2Npb258Z3g6MWY4NjA5YTc4Yzk4MDljNg> [Último acceso 2 enero. 2018].

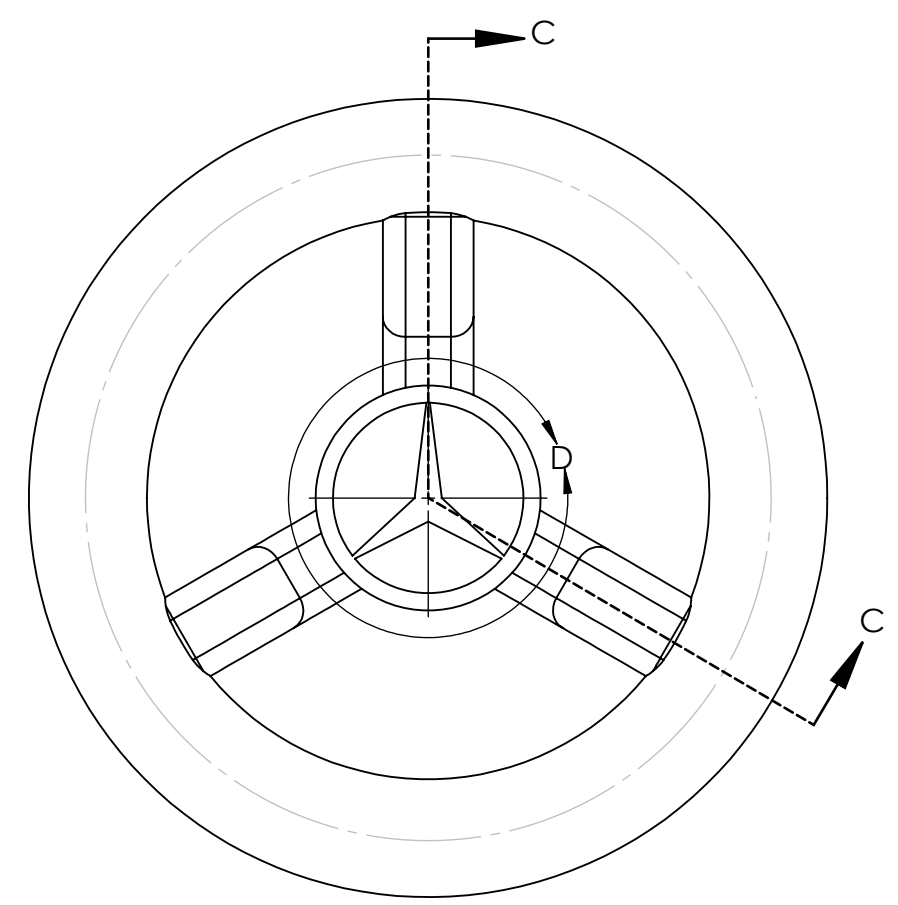


Universidad Tecnológica
de Pereira

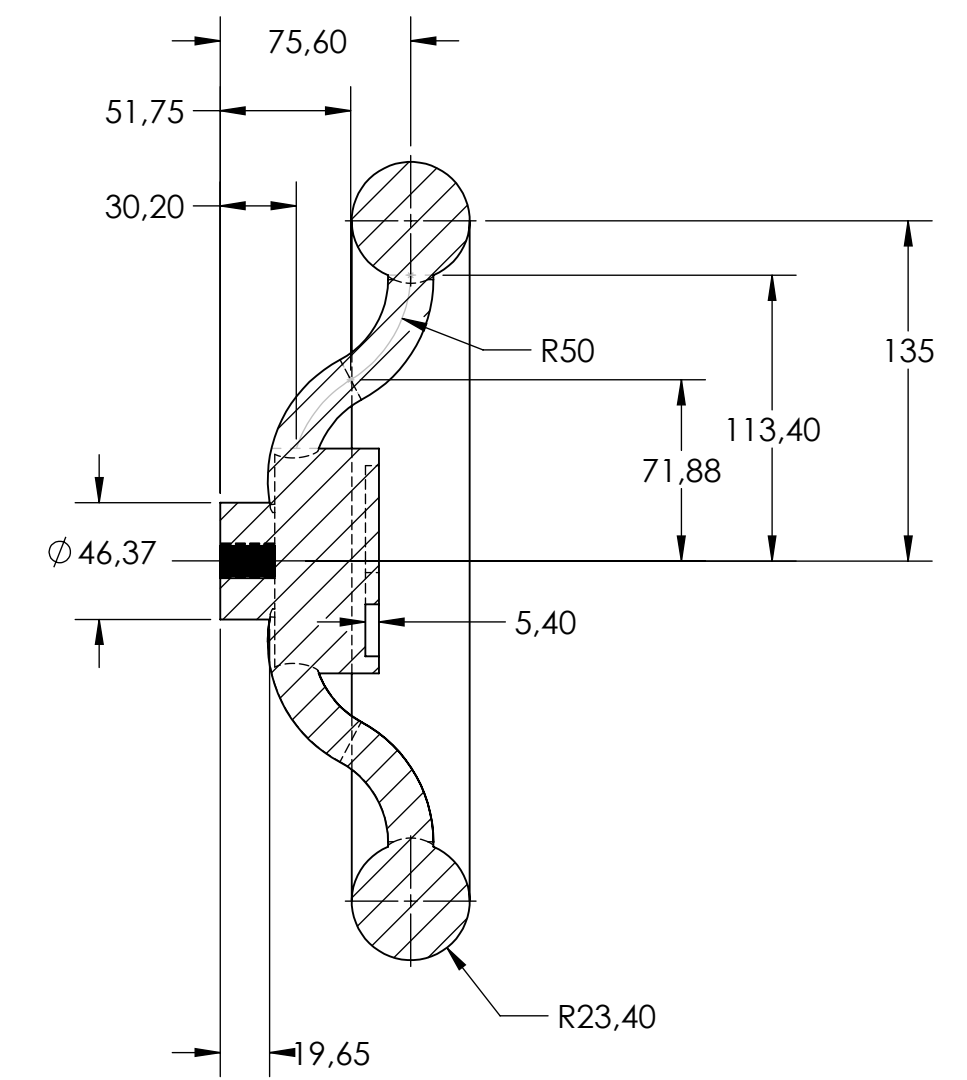
9. TIRE RACH. Alineación [online] Disponible en: <https://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>. [Último acceso 8 febrero. 2018].
10. Autoscout24.es. (2017). *Radio de giro de un auto*. [online] Disponible en: <http://www.autoscout24.es/tematicas/tecnologia-del-automovil/chasis/cual-es-el-radio-giro-coche/> [Último acceso 9 febrero. 2018].
11. NICHOLSON, J. (2018). *Understanding Steering and Wheel Alignment Angles*. [online] Superproeuropa.com. Disponible en: <https://www.superproeuropa.com/technical-steering.and.wheel.alignment.angles.cfm> [Último acceso 3 marzo. 2018].
12. TOYOTA MOTOR CORPORATION. "Power steering system" Toyota service training. [online] Publicado, 8 feb 2016. Formato video. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=lbGFLk8SETI> [Último acceso 10 diciembre. 2017].
13. EDUCATIONAL MECHANICS. "Rack & Pinion Steering - How it works". [online] Publicado: 17 feb 2016. Formato: Video. Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=LArzy_UzsQE&t=33s. [Último acceso 10 enero. 2018].
14. JOSHEP.Samuel. "Design and development of steering and suspension system of a concept car" Master of science thesis. KTH Industrial Engineering and Management. Estocolmo. Suecia 2013
15. AFICIONADOS A LA MECÁNICA. "Sistema de dirección". [online] Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>. [Último acceso 10 enero. 2018].
16. CASCAJOSA, M. (2005). Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos. Madrid, España: Alfaomega
17. JAZAR, N. R. (2008). Vehicle Dynamics Theory and Application. E.E.U.U.A.A.: Springer. Disponible en: <ftp://mecanica.ufu.br/LIVRE/Vinicius/baja/Reza%20N%20Jazar%20Vehicle%20Dynamics.%20Theory%20and%20Application%20%202008.pdf> [Último acceso 10 enero. 2018].
18. CASILLAS, A.L. Máquinas cálculos de taller. España.



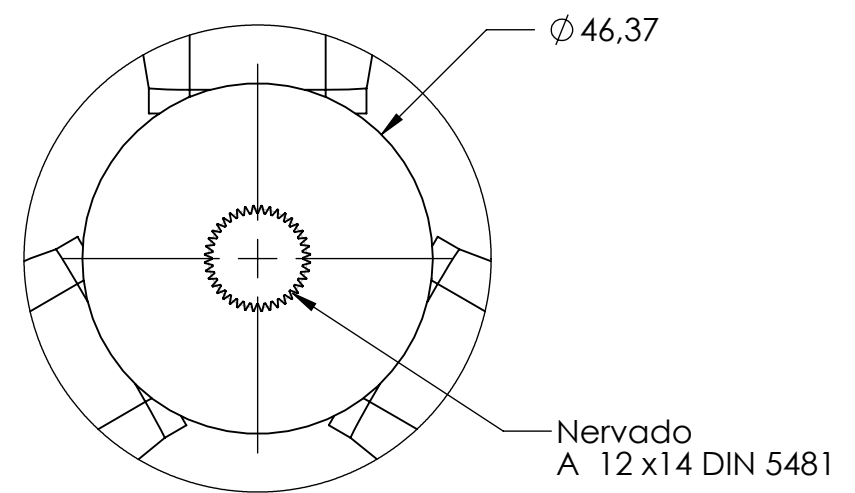
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



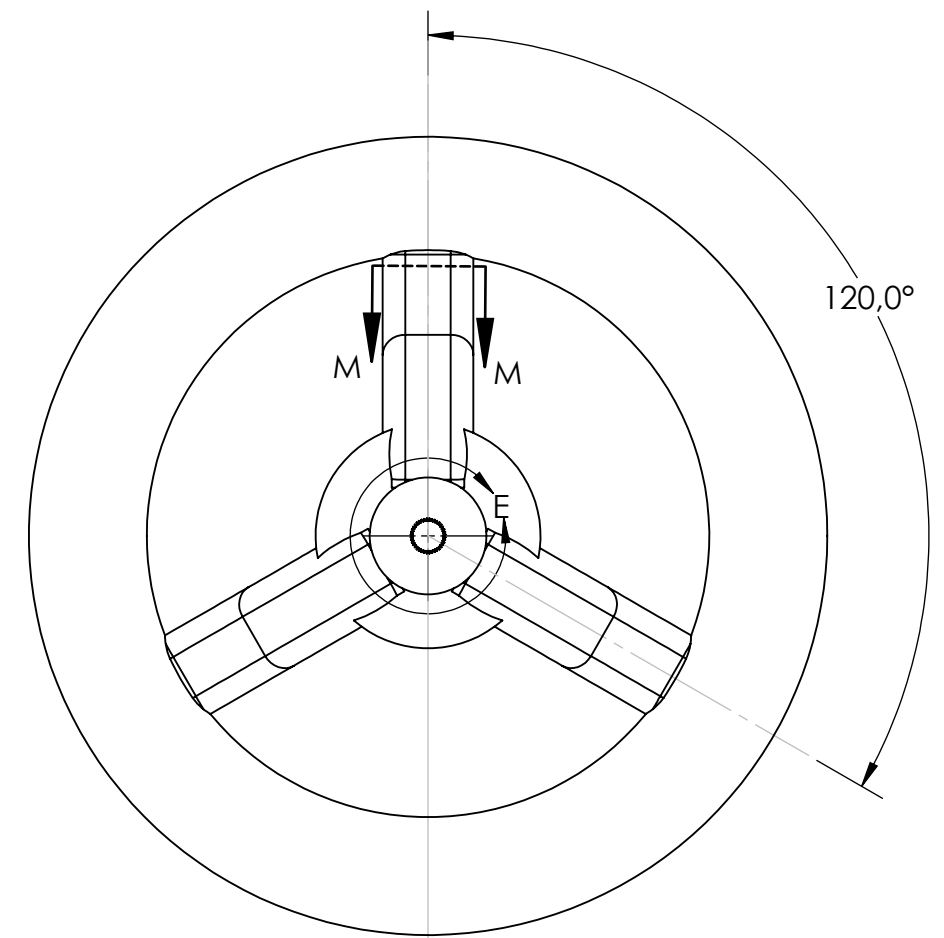
VISTA FRONTAL



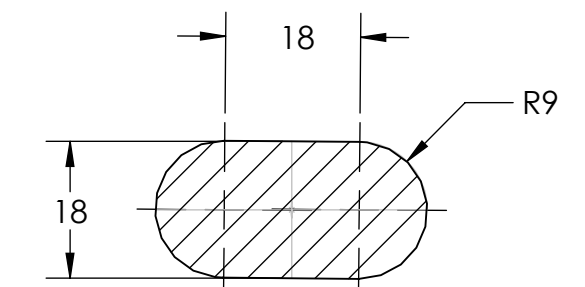
SECCIÓN C-C



DETALLE E
ESCALA 1 : 1



VISTA POSTERIOR



SECCIÓN M-M
ESCALA 1 : 1



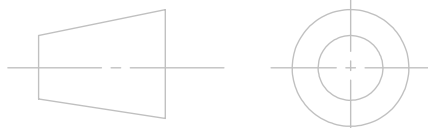
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: TIMÓN				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:3				

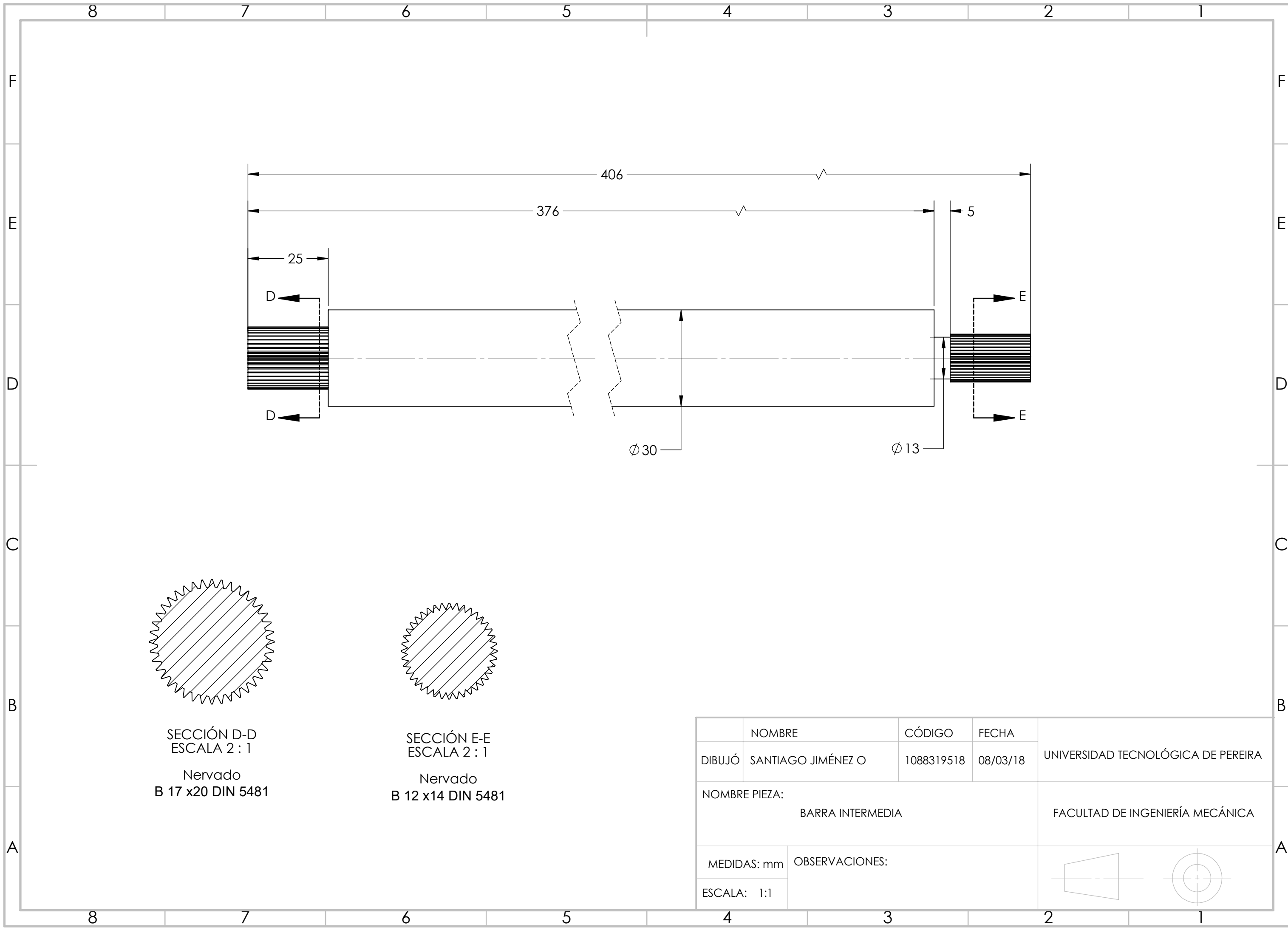
4

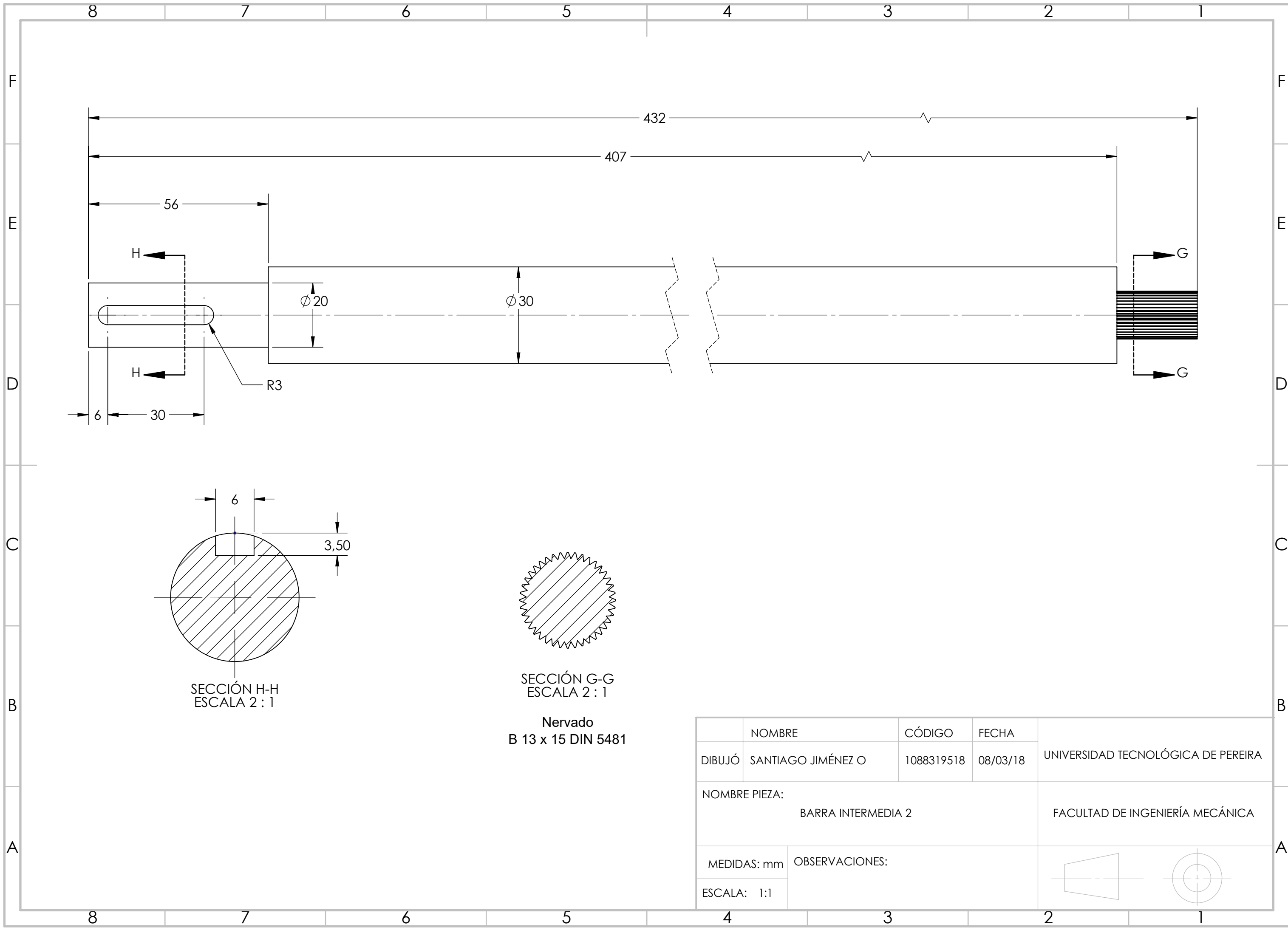
2

2

1



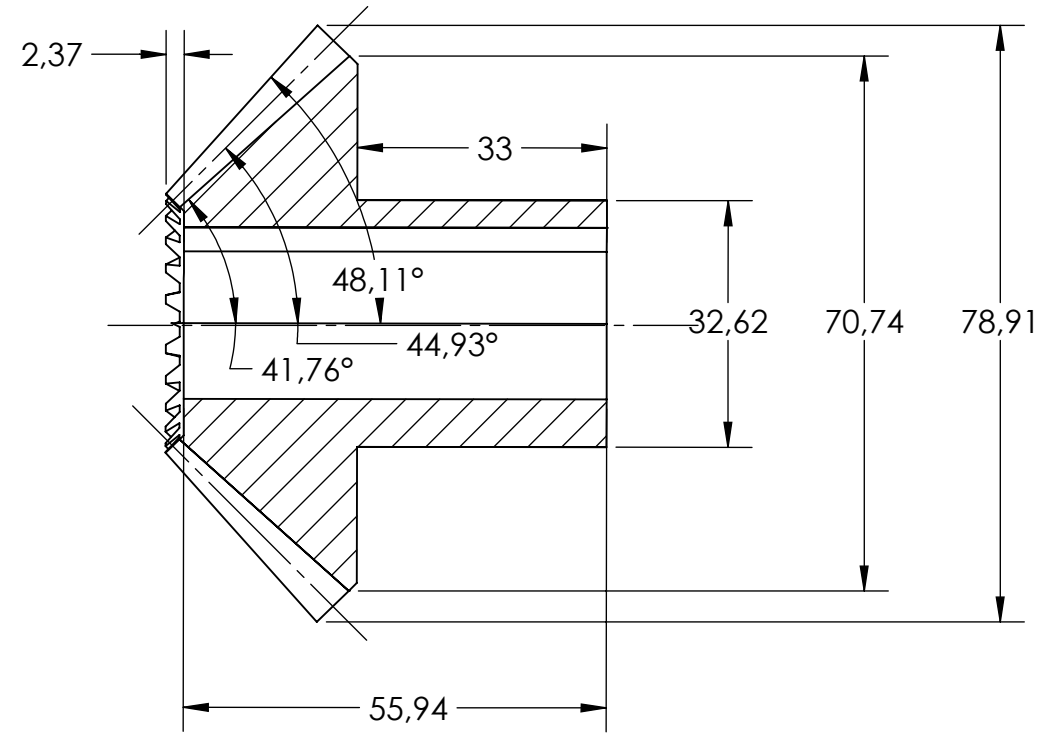
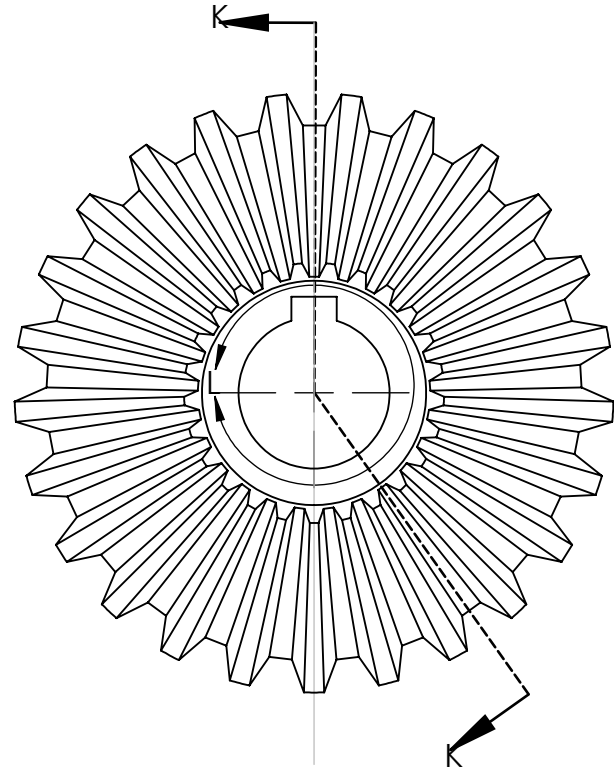




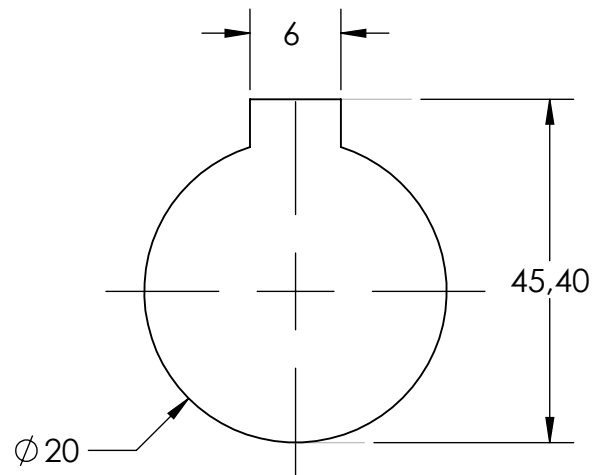
SECCIÓN G-G
ESCALA 2 : 1

Nervado
B 13 x 15 DIN 5481

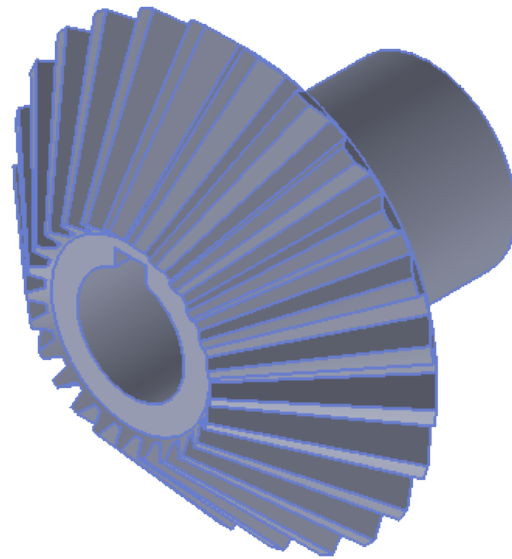
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: BARRA INTERMEDIA 2				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:1				



SECCIÓN K-K

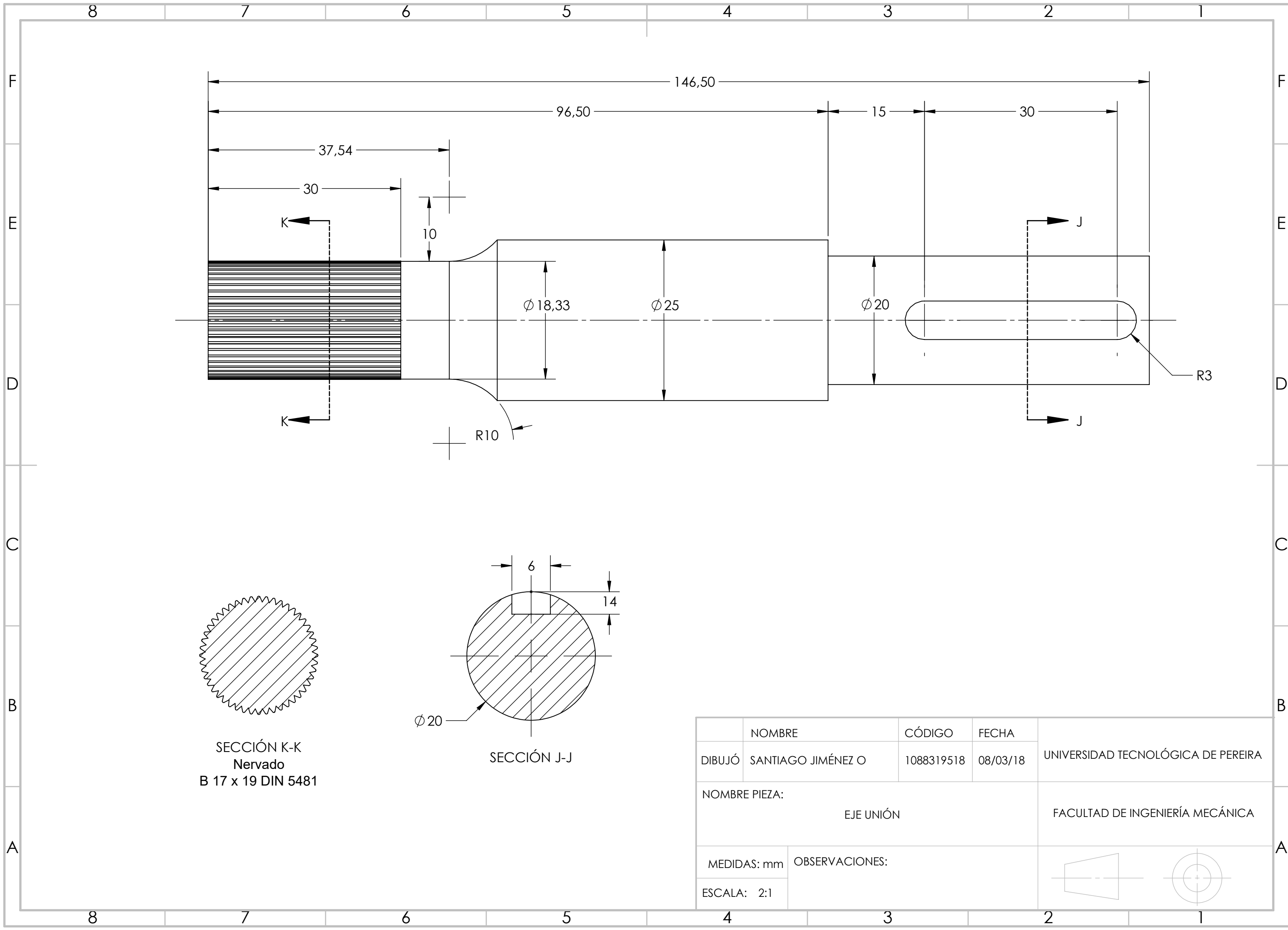


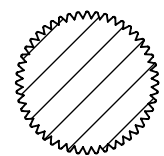
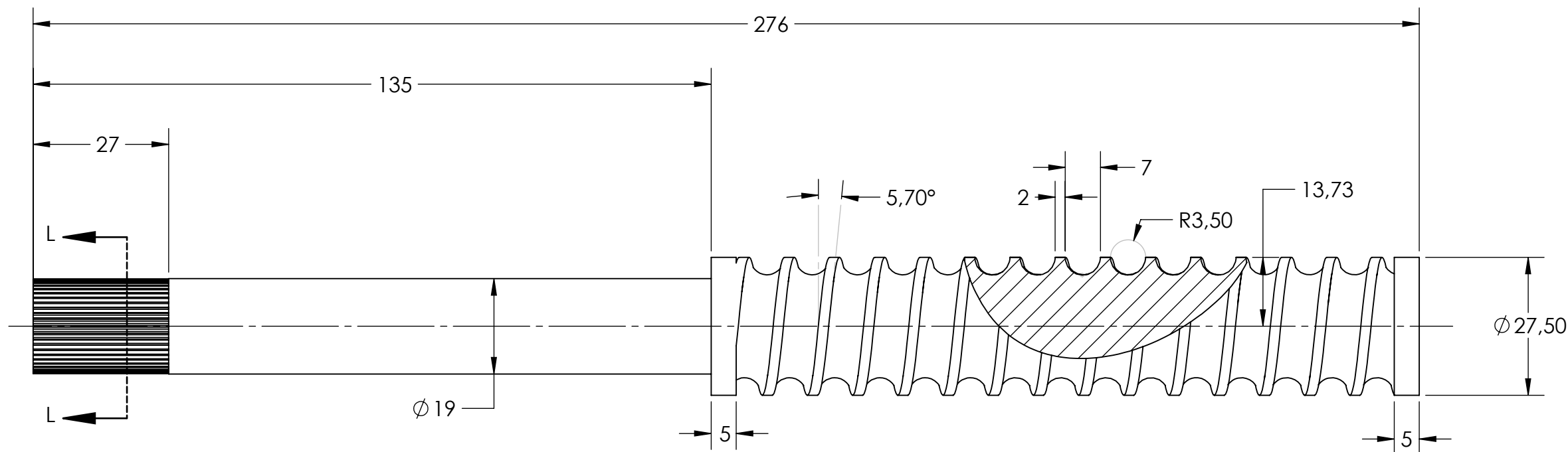
DETALLE L
ESCALA 2 : 1



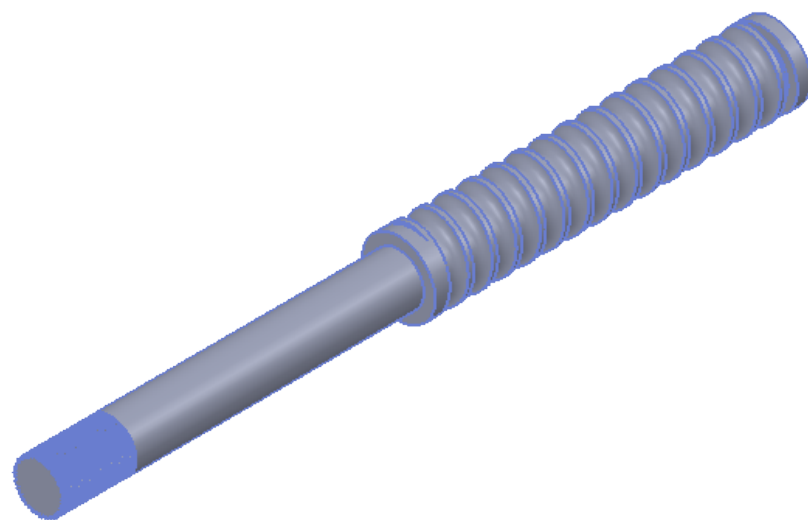
PARÁMETROS	REPRESENTACIÓN	MAGNITUD
Módulo	M	2 mm
Paso	P	6,28 mm
Número de dientes	Z	25
Diámetro primitivo	Dp	50 mm
Ángulo de contacto	B	20 °
Base de diente	b	2 mm
Altura de diente	h	4 mm

	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: ENGRANAJE CÓNICO				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES: CANTIDAD : 2			
ESCALA: 1:1				
				

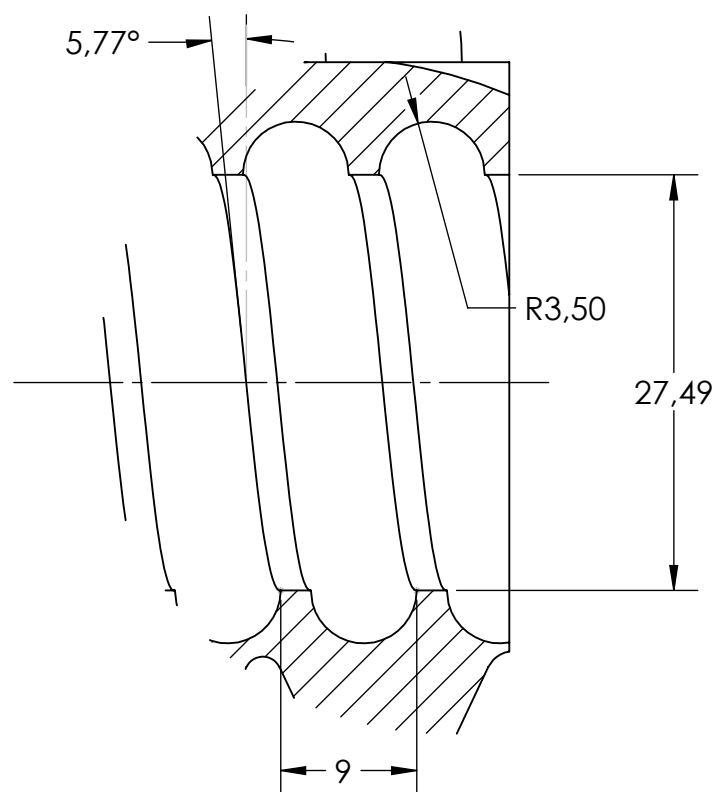




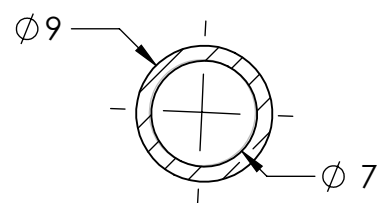
SECCIÓN L-L
Nervado
B 17 x 19 DIN 5481



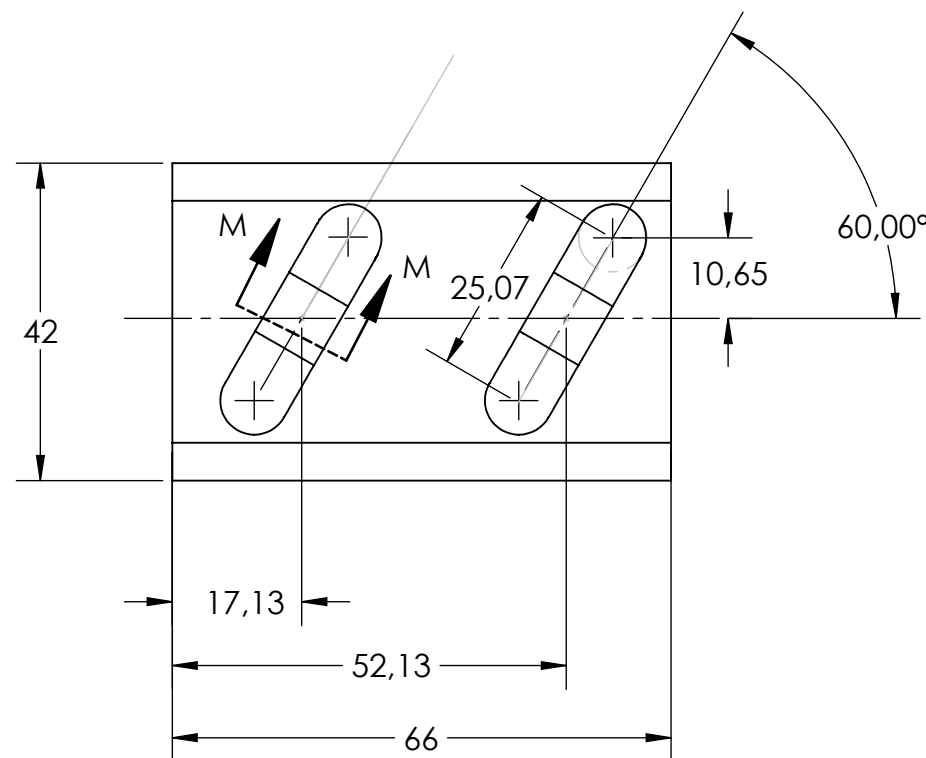
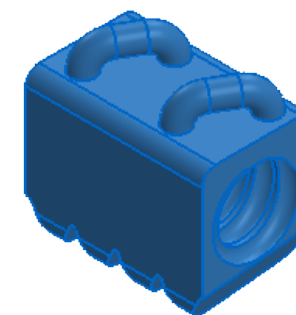
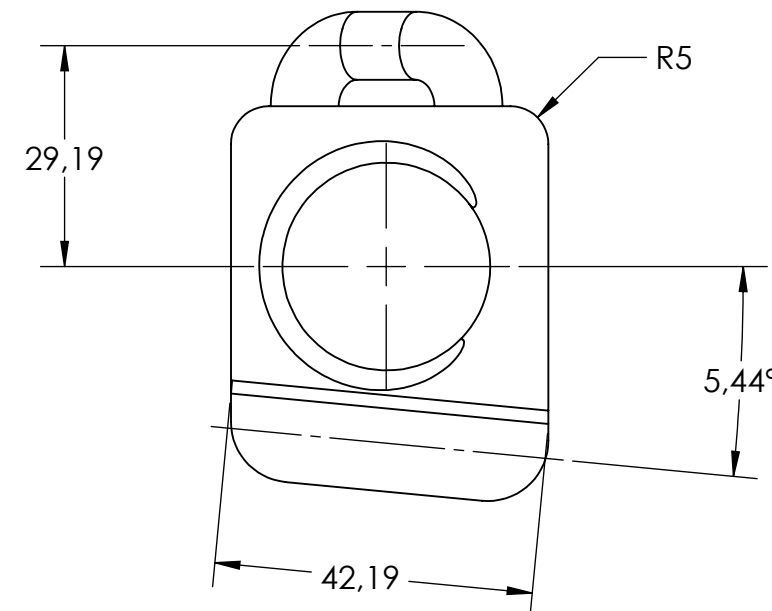
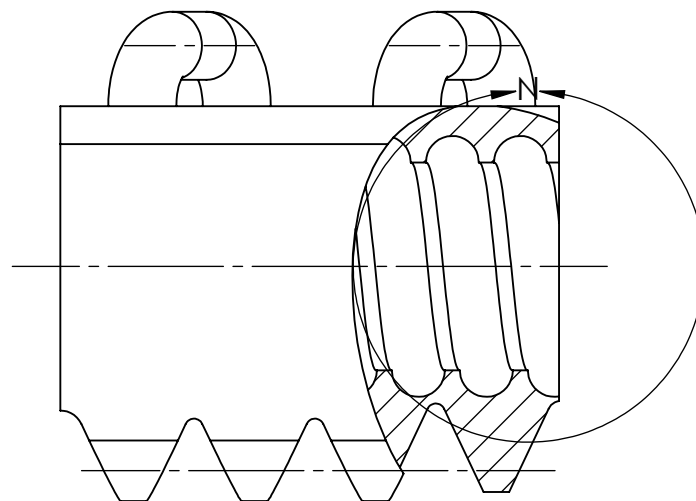
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: TORNILLO SINFIN				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:1				
				



DETALLE N
ESCALA 2 : 1



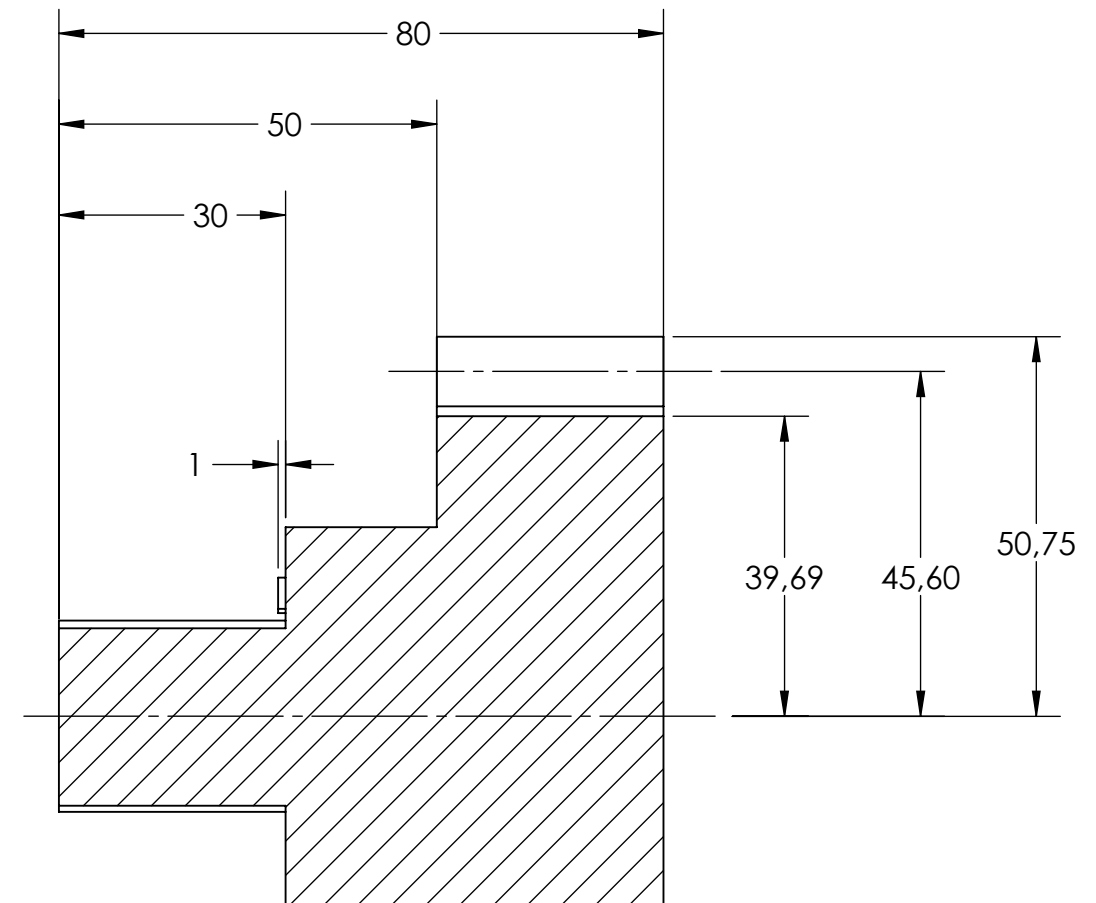
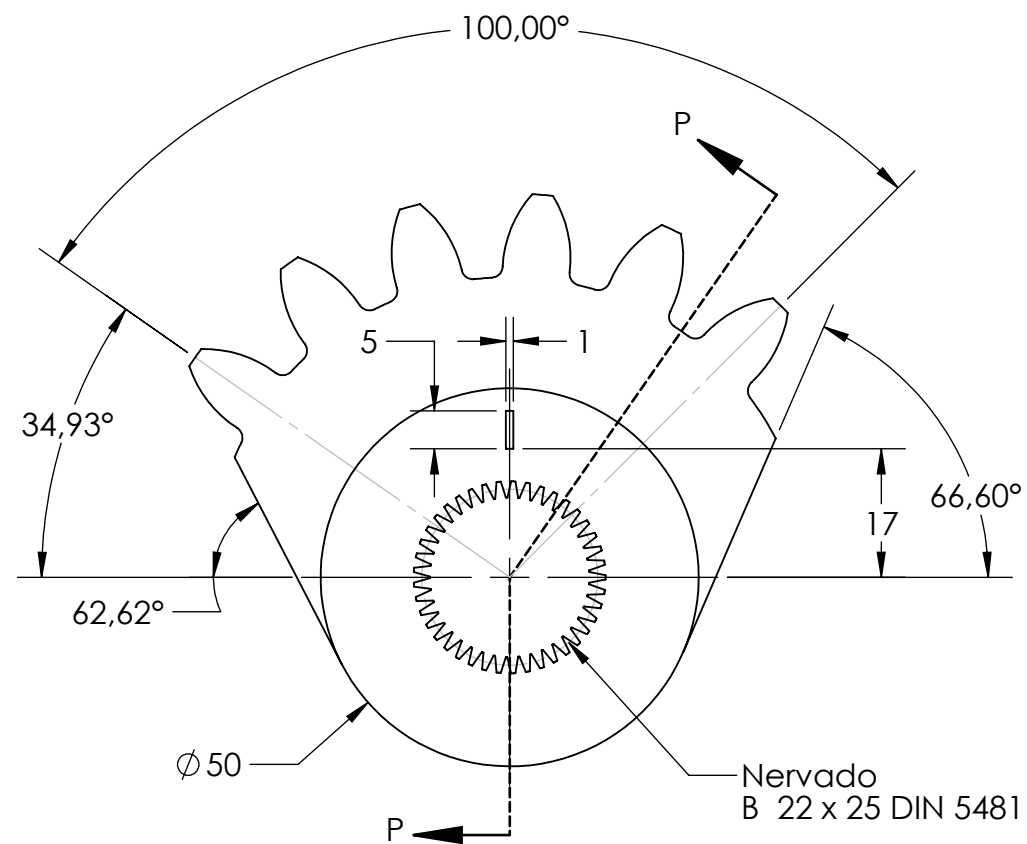
SECCIÓN M-M
ESCALA 2 : 1



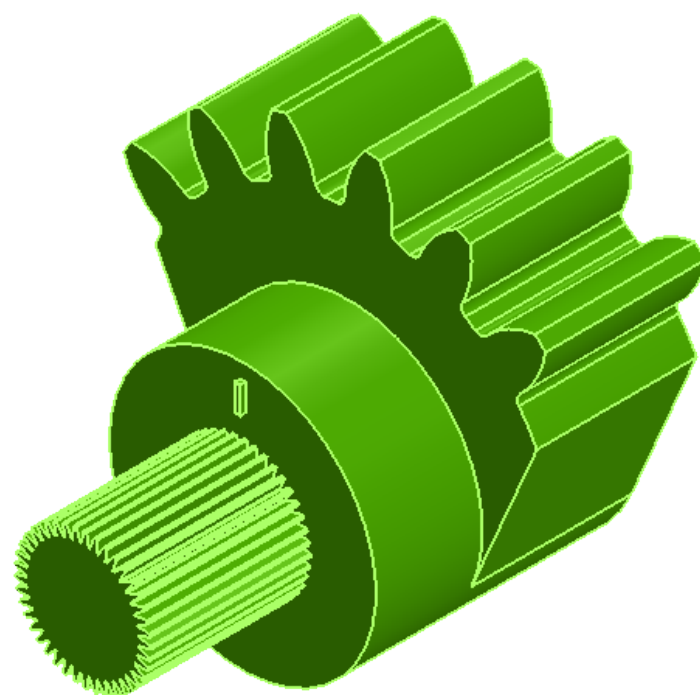
PARÁMETROS	REPRESENTACIÓN	MAGNITUD
Módulo	m	
Paso	P	16 mm
Altura total de diente	h	11 mm
Ángulo de presión	B	25,34 °
Módulo	M	5,09 mm
Espesor de diente	e	8,23 mm
Espacio entre dientes	C	7,77 mm
Ancho del fondo entre dientes	T	2,18 mm

	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: TUERCA DE DIRECCIÓN				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:1				



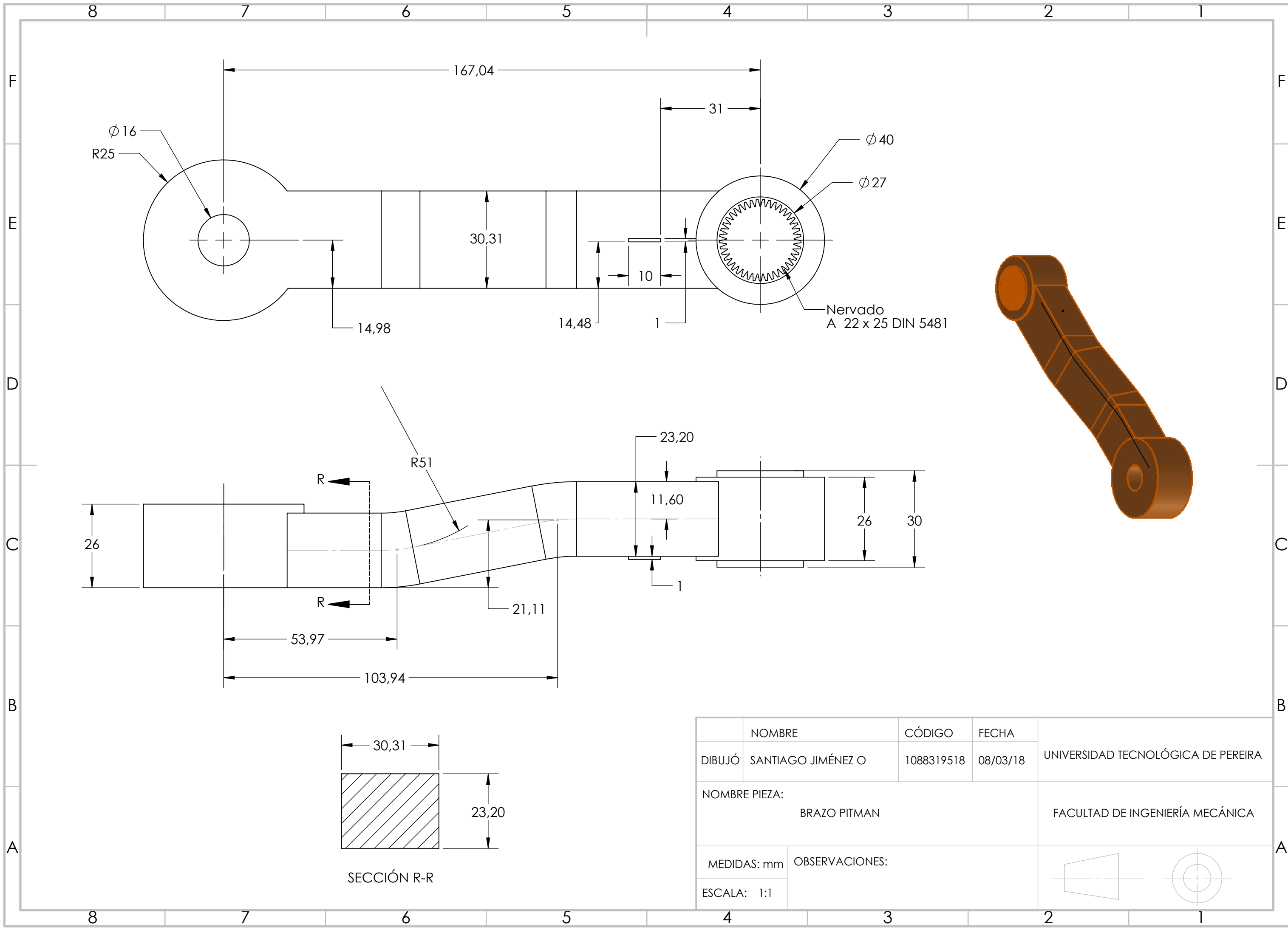


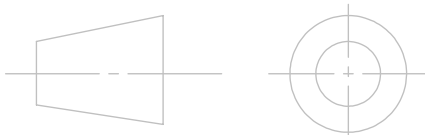
SECCIÓN P-P

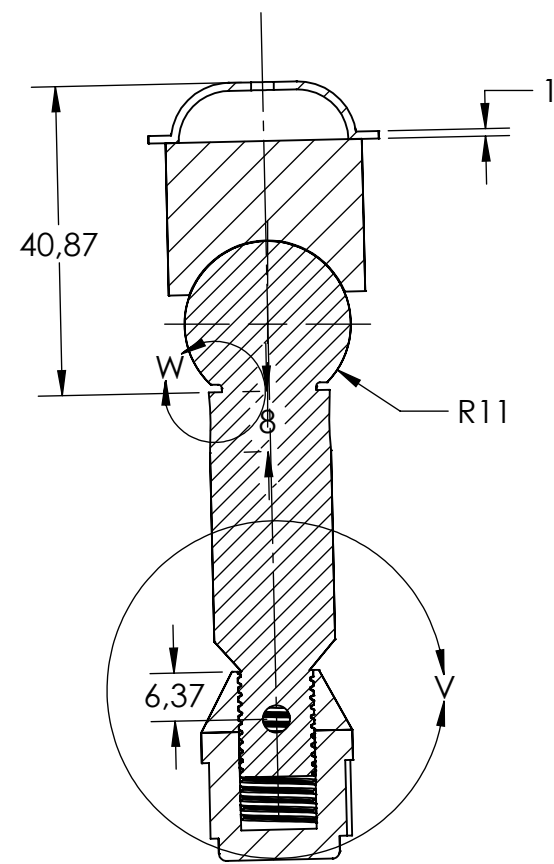
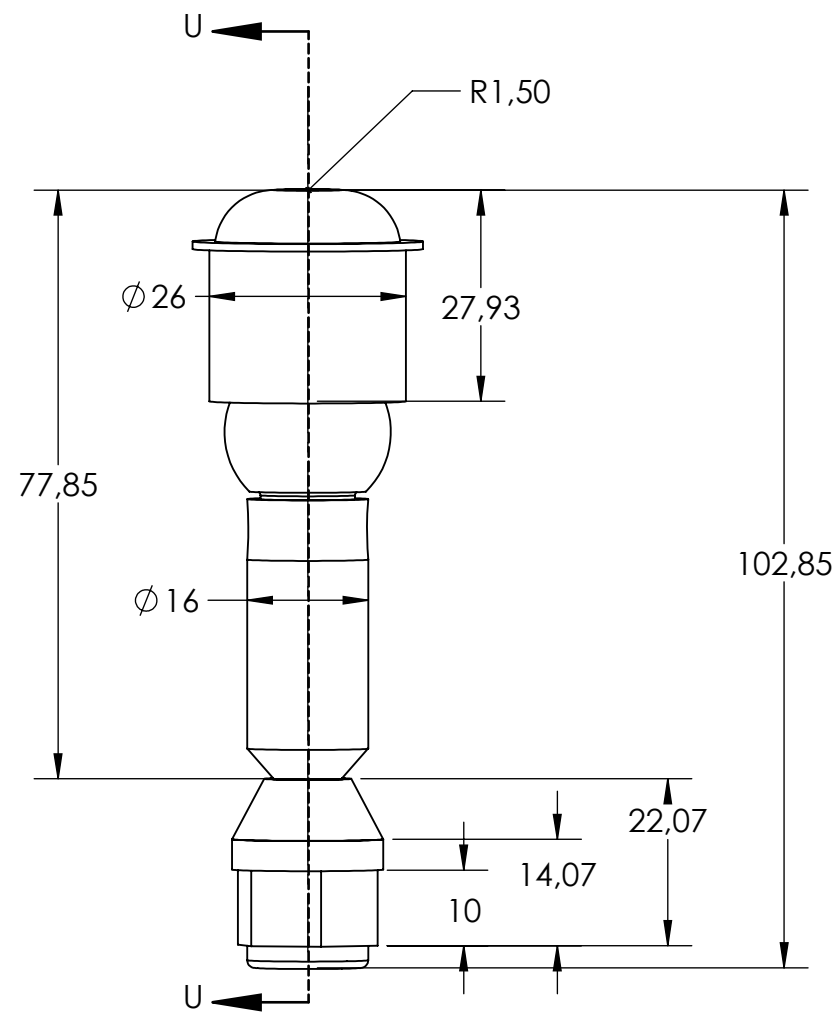


PARÁMETROS	REPRESENTACIÓN	MAGNITUD
Número de dientes	Z	18
Altura total del diente	h	11,05 mm
Altura cabeza de diente	L	5,1 mm
Altura de pie de diente	l	1,1,167 mm
Radio de pie de diente	R	1,53 mm
Paso circunferencial	P	16 mm

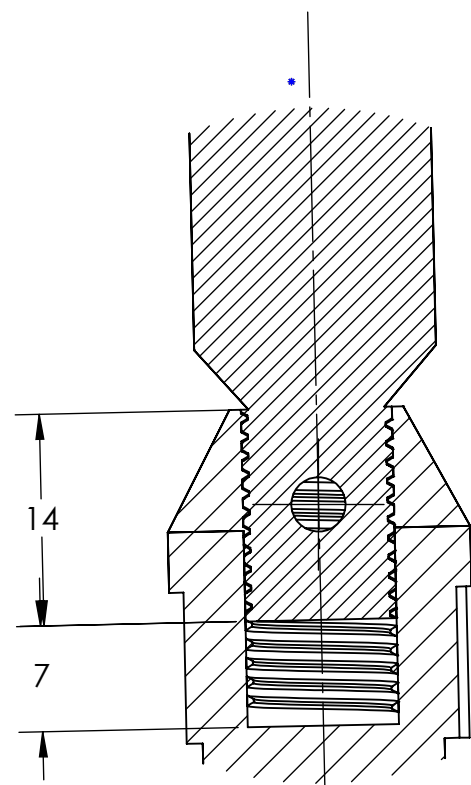
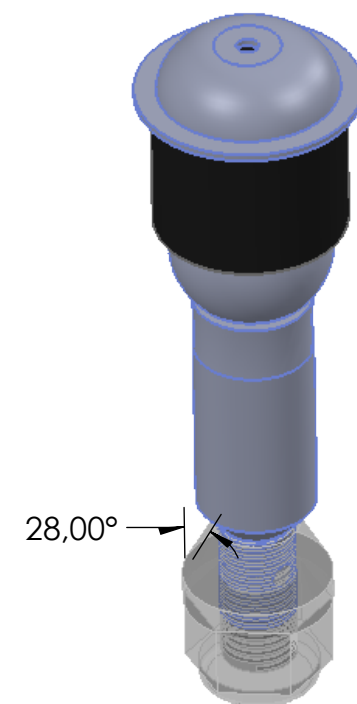
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: SECTOR DENTADO				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:1				



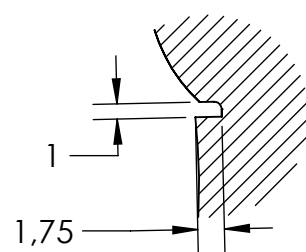
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: BRAZO PITMAN				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:1				



SECCIÓN U-U

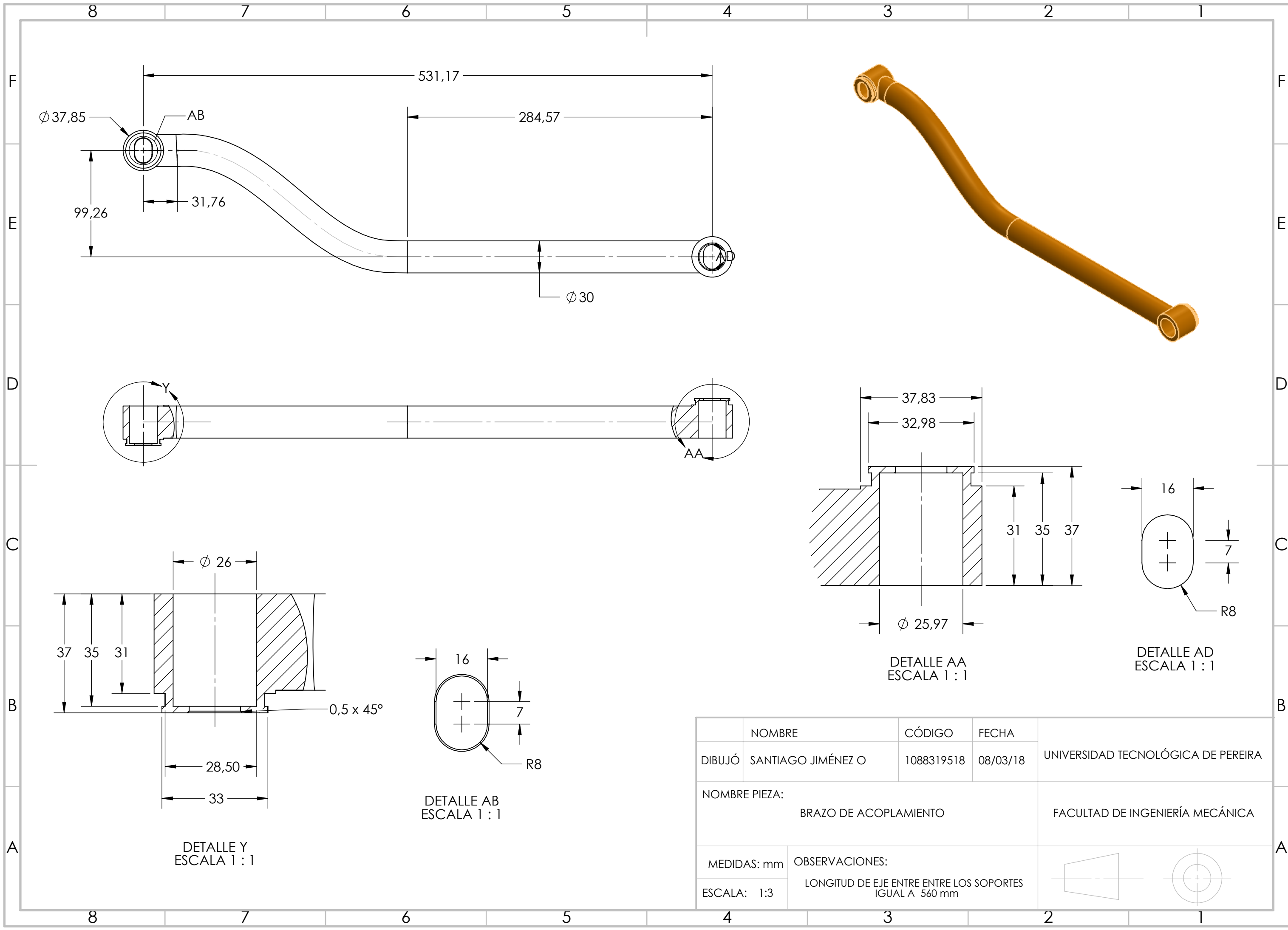


DETALLE V

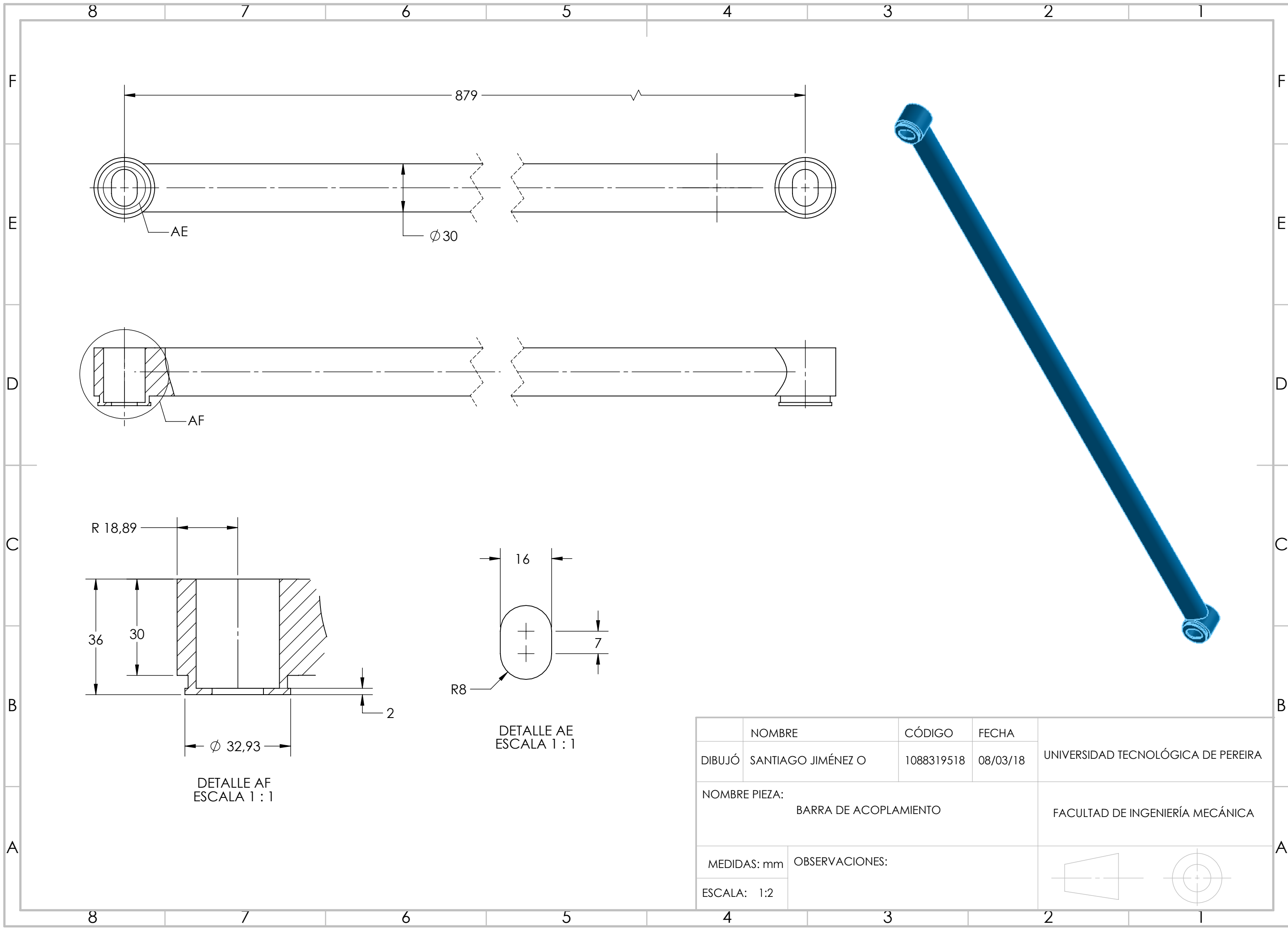


DETALLE W

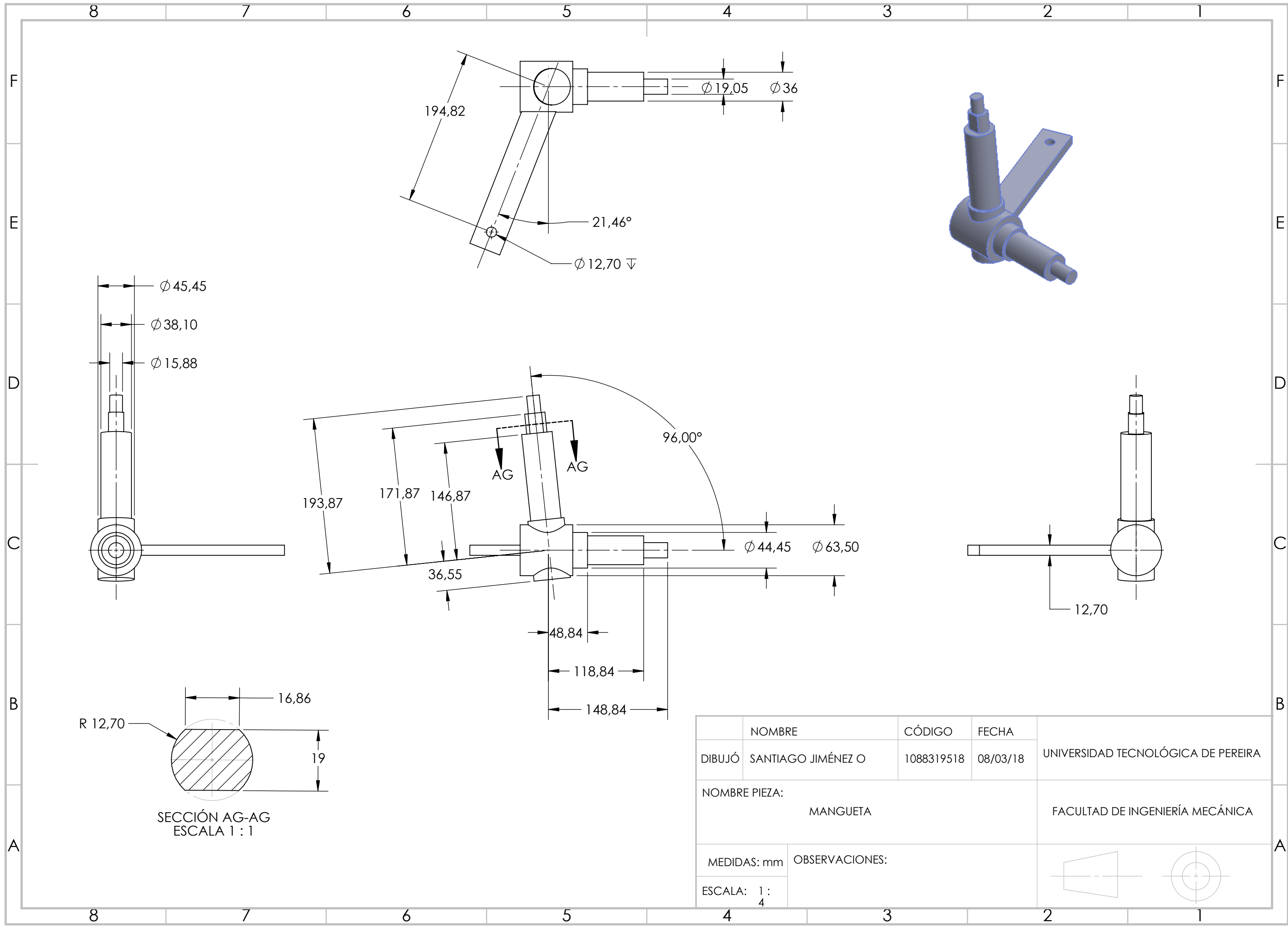
	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: CONJUNTO RÓTULA				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES: CANTIDAD 4			
ESCALA: 2:1				

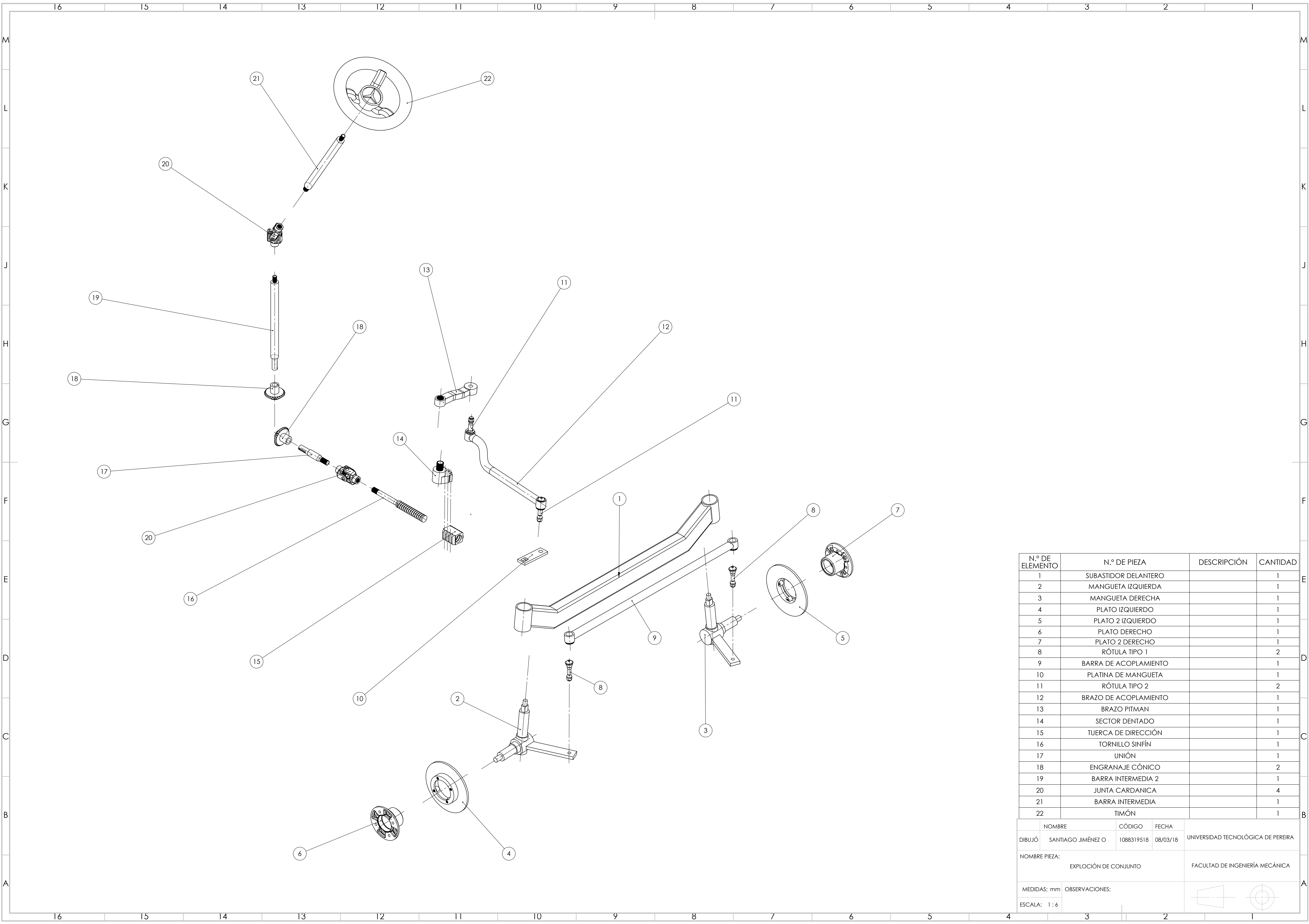


	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: BRAZO DE ACOPLAMIENTO				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES: LONGITUD DE EJE ENTRE LOS SOPORTES IGUAL A 560 mm			
ESCALA: 1:3				



	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: BARRA DE ACOPLAMIENTO				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1:2				





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	SUBASTIDOR DELANTERO		1
2	MANGUETA IZQUIERDA		1
3	MANGUETA DERECHA		1
4	PLATO IZQUIERDO		1
5	PLATO 2 IZQUIERDO		1
6	PLATO DERECHO		1
7	PLATO 2 DERECHO		1
8	RÓTULA TIPO 1		2
9	BARRA DE ACOPLAMIENTO		1
10	PLATINA DE MANGUETA		1
11	RÓTULA TIPO 2		2
12	BRAZO DE ACOPLAMIENTO		1
13	BRAZO PITMAN		1
14	SECTOR DENTADO		1
15	TUERCA DE DIRECCIÓN		1
16	TORNILLO SINFIN		1
17	UNIÓN		1
18	ENGRANAJE CÓNICO		2
19	BARRA INTERMEDIA 2		1
20	JUNTA CARDANICA		4
21	BARRA INTERMEDIA		1
22	TIMÓN		1

	NOMBRE	CÓDIGO	FECHA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
DIBUJÓ	SANTIAGO JIMÉNEZ O	1088319518	08/03/18	
NOMBRE PIEZA: EXPLOCIÓN DE CONJUNTO				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
MEDIDAS: mm	OBSERVACIONES:			
ESCALA: 1 : 6				